



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH JEDNOVÁLCOVÉHO VZNĚTOVÉHO ZKUŠEBNÍHO MOTORU

DESIGN STUDY OF 1-PISTON CI ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LADISLAV PLIČKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ladislav Plička

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh jednoválcového vznětového zkušebního motoru

v anglickém jazyce:

Design Study of 1-piston CI Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete experimentální vznětový jednoválcový motor a provedte dostupný výpočet mechanického namáhání základních částí motoru při stacionárním režimu práce motoru.

Cíle diplomové práce:

1. Provedte dostupnou řešerši o konstrukci zkušebních vznětových spalovacích motorů.
2. Vytvořte 3-D konstrukční návrh zkušebního motoru. Zaměřte se hlavně na konstrukci klikové skříně.
3. S použitím systému MKP provedte dostupnou výpočtovou analýzu klikové skříně.

Seznam odborné literatury:

- [1] Koehler, E.: Verbrennungsmotoren, Vieweg ferlag, Braunschweig 1998
- [2] Rauscher, J.: Ročníkový projekt, studijní opory, FSI VUT Brno 2005
- [3] Rauscher, J.: Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003
- [4] BOHÁČEK, F., A KOL. Části a mechanismy strojů I – základy konstruování spoje. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1984
- [5] BOHÁČEK, F., A KOL. Části a mechanismy strojů II – hřídele, tribologie a ložiska. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1987
- [6] Vlk, F.: Vozidlové spalovací motory, Brno 2003

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 20.10.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce jednoválcového vznětového zkušebního motoru určeného pro výzkumné účely. Cílem práce je návrh konstrukce klikové skříně. Práce obsahuje rešerši zabývající se různými koncepcemi experimentálních motorů. Byla provedena výpočtová analýza navržené klikové skříně v programu Pro ENGINEER MECHANICA (MKP). Návrh je zaměřen na univerzálnost a jednoduchost konstrukce.

Klíčová slova

Jednoválcový vznětový zkušební motor, kliková skříň, konstrukce, MKP, program.

Annotation

Thesis deals with design study of 1-piston CI Engine for research purposes. The main purpose of this work is the design crankcase. Thesis includes background research conversant by various conceptions experimental motors. The numerice analysis of proposed crankcase in Pro ENGINEER MECHANICA (FME) software environment in also part of the work. Generally, the proposed solution of the experimental engine was focused on the universality and simplicity of the design.

Key words

1-piston CI Engine, Crankcase, design, FEM, software.

Bibliografická citace

PLIČKA, L. *Návrh jednoválcového vznětového zkušebního motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Davida Svídy a s použitím uvedené literatury.

V Brně 26. května 2009

Ladislav Plička

Poděkování

Za pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu mé diplomové práce panu **Ing. Davidu Svídovi**.

Zvláště bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu a trpělivost během celé doby mého studia.

1. Úvod.....	10
2. Koncepční návrh jednoválců.....	12
2.1. Standardní návrh	12
2.2. Účelová koncepce	13
2.3. Ekonomická koncepce	13
3. Stanovení hlavních rozměrů a 3 D návrh motoru	15
3.1. Základní parametry použitého klikového hřídele	15
3.2. 3-D návrh klikového hřídele	16
3.3. 3-D návrh klikové skříně	17
3.4. 3-D návrh válce a vložky motoru.....	22
3.4.1. Varianty válců	22
3.4.2. Navrhovaný válec pro zkušební motor	24
3.4.3. Návrh vložky válce	27
3.5. Návrh vyvažovací jednotky	28
3.5.1. Setrvačná síla rotačních hmotností.....	28
3.5.2. Setrvačná síla posuvných částí prvního řádu	29
3.5.3. Setrvačná síla posuvných částí druhého řádu.....	29
3.5.4. Redukce ojnice	30
3.5.5. Konstrukce vyvažovací jednotky	31
3.6. Sestava celé klikové skříně	35
3.7. Návrh sestavy motoru	37
4. Kinematika klikového mechanismu.....	39
4.1. Tlak ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele	39
4.2. Průběh sil působících na píst ve směru osy válce	39
4.3. Průběh bočních sil na píst	41
4.4. Síly působící v ložiscích skříně.....	42
5. MKP model.....	43
5.1. Pro ENGINEER Mechanika	43
5.2. Vytvoření výpočtového modelu.....	43
5.3. Upravení pro převod do programu Pro ENGINEER Mechanika	43
5.4. Definice materiálu součásti.....	45
5.5. Způsob uložení součásti	45
5.6. Definice zatížení	47
5.7. Spojení klikové skříně pomocí šroubových spojů	48
5.8. Napětí na bloku motoru	50
5.9. Deformace bloku.....	55

6. Závěr	57
7. Použité zdroje.....	58

1. Úvod

Cílem mé diplomové práce je návrh jednoválcového vznětového zkušební motoru. V práci se zabývám 3-D konstrukčním návrhem zkušební motoru. Návrh celého motoru by byl ale příliš časově náročný, proto mým úkolem je, zaměřit se především na konstrukci klikové skříňe. Návrh provedu v CAD systému. V mém případě se jedná o program Pro ENGINEER 3.0. Dále provedu s použitím systému MKP výpočtovou analýzu klikové skříňe.

Pro přiblížení, k čemu vlastně tyto motory slouží, se podíváme na tyto stroje trochu podrobněji. Zkušební jednoválcové motory jsou speciální zařízení, která slouží především jako efektivní nástroj pro experimentální výzkum a vývoj pracovního oběhu spalovacího motoru. Mimo jiné se tato zařízení používají i pro výzkum a testování mazacích olejů, vlastností paliv apod.



Obrázek 1 Zkušební jednoválcový motor automobilky Lotus. [8]

Hlavním požadavkem na konstrukci motoru je spolehlivost výsledků a jejich přenositelnost na víceválcové motory, přitom musí být zachována podobnost okrajových podmínek. Ty modelujeme na zkušebním jednoválci pro každý pracovní bod indikovaného zatížení vstupními hodnotami vzduchu a paliva a výstupními hodnotami spalin. Při optimalizaci spalovacího procesu v jednotlivých pracovních bodech je potřebné zamezit ovlivnění vstupních a výstupních parametrů rušivými vlivy, jako je třeba kmitání médií v potrubí. To je důležité hlavně u experimentálního modelování pracovního cyklu přepřehovaného motoru. Skutečné provedení přepřehovaných spalovacích motorů zahrnuje mnoho dynamických jevů v sacím a výfukovém potrubí, které jsou způsobené vzájemným působením turbodmychadla, výfukového a sacího traktu sousedních válců a jejich rozvodných orgánů. Tyto jevy mohou vyvolávat v některých pracovních režimech zlepšení, ale jindy i zhoršení plnění válce. U zkušebních jednoválcových motorů nás především zajímá dobrá převoditelnost získaných experimentálních výsledků na víceválcové motory. Realizace simulace uvedených dynamických jevů u proudících médií je prakticky neuskutečnitelná. Z tohoto důvodu se snažíme tyto jevy co nejvíce eliminovat (pomocí speciálních zařízení na úpravu vzduchu a spalin). Výzkum se pak omezuje na zkoumání procesů ve válci spalovacího motoru bez uvažování vlivů tvaru, velikosti, provedení sacího a výfukového potrubí a druhu turbodmychadla. [4]

Použití zkušebních jednoválců má obecně tyto hlavní výhody:

- Nižší spotřeba paliv (důležité především u nově vyvíjených či nedostupných paliv jako např. syntetická paliva, vodík, bio-nafta)
- Relativně krátká doba výzkumu (z hlediska přípravy experimentu a počtu dílů při variantách změn spalovacího prostoru)
- Vysoká flexibilita výzkumné činnosti



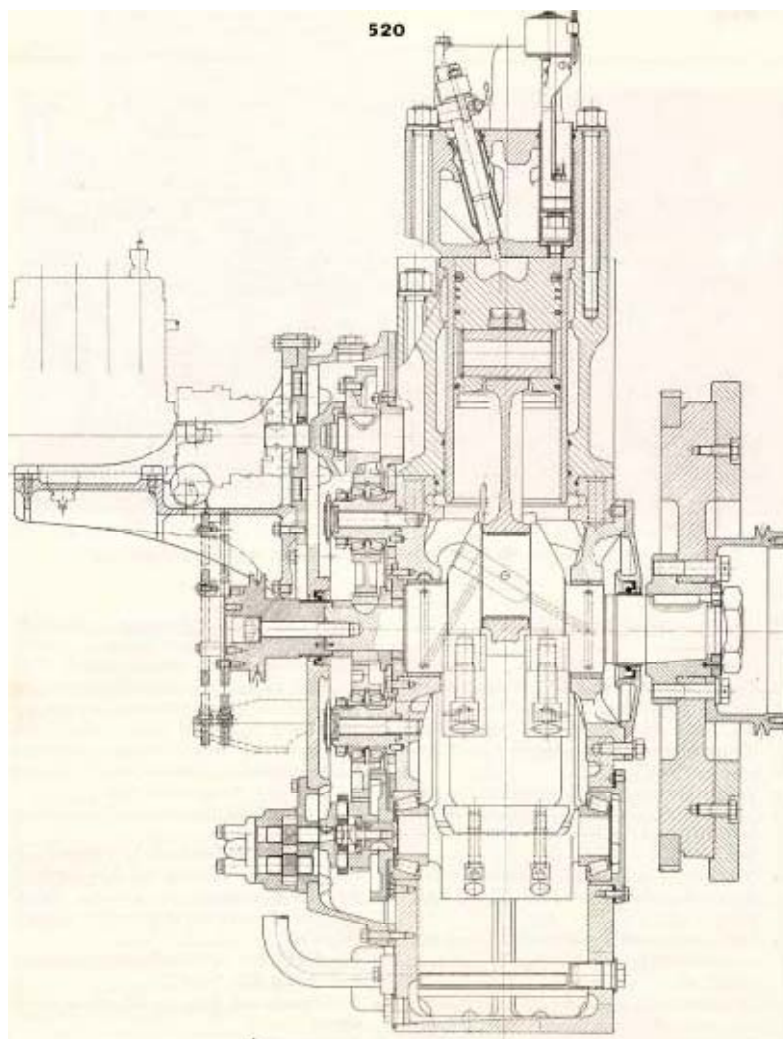
Obrázek 2 Zkušební jednoválcový motor. [11]

2. Koncepční návrh jednoválců

Nákup jednoválcového zkušebního zařízení od specializovaného výrobce není lacinou záležitostí. Proto lze použít i jiné koncepce stavby experimentálních motorů. Jednou z možností je přestavba jednoválce, určeného původně k jinému účelu, nebo dokonce ekonomickou úpravou stávajícího plnohodnotného motoru. Podle toho můžeme rozdělit používané koncepce na standardní, účelovou a ekonomickou.

2.1. Standardní návrh

Vychází z konstrukčních řešení výrobců zkušebních jednoválců, kteří podle konkrétních požadavků objednavatele vybírají konkrétní provedení ze svých typových a rozměrových řad. Příkladem může být dodávka jednoválce AVL typu 520 na obrázku 3, pro výzkum nové pohonné jednotky určené pro vozidla Liaz. Tato dodávka se uskutečnila v 80. letech 20. století. [4]



Obrázek 3 Zkušební jednoválec AVL 520. [4]

2.2. Účelová koncepce

Tato koncepce vychází obvykle z možností rekonstrukce stávajícího jednoválcového motoru. Příkladem může být použití jednoválce OKC-Oktan sloužícího k určování oktanových čísel paliv pro účelovou rekonstrukci s cílem vytvoření jednoválcového zkušebního pracoviště pro výzkum spalování plyných paliv. Viz obrázek 4.



Obrázek 4 Celkový pohled na rekonstruované jednoválcové zařízení OKC-Oktan. [4]

2.3. Ekonomická koncepce

Jedná se o nejlevnější koncepci jednoválcového zkušebního motoru a je vhodná, pokud lze použít stávající víceválcový motor a nepředpokládá se změna rozměrů válcové jednotky. Cílem je výzkum a vývoj optimálních parametrů spalování s ohledem na změny v přípravě a iniciaci zážehu směsi. Výsledkem je jednoválcový motor netypické konstrukce, který využívá identického vyvážení rotačních a posuvných hmot víceválcového motoru. Pro výzkum pracovního oběhu je využit jeden pracovní válec, zbývající válce jsou upraveny na funkci pístového kompresoru. Stlačený vzduch je pak použit pro modelování přepřínování pracovního válce. Na obrázku 5. je zkušební jednoválcový motor, který vznikl přestavbou řadového šestiválce. [4.]



Obrázek 5 Pohled na jednoválcové zařízení. [5]

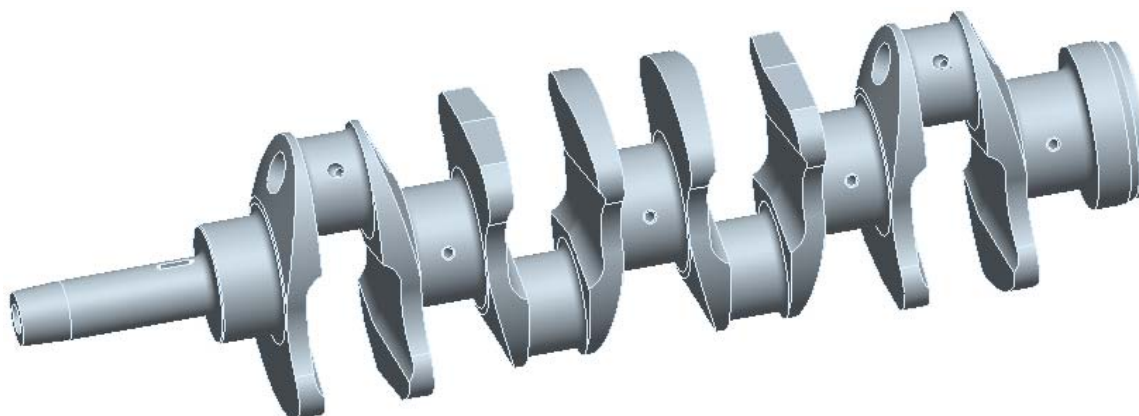
Pro zajímavost dále uvádím, jak vypadá zkušební motor automobilky Ferrari. Viz obrázek 6.



Obrázek 6 Zkušební jednoválcový motor automobilky Ferrari. [10]

3. Stanovení hlavních rozměrů a 3 D návrh motoru

Jednou z hlavních součástí, která ovlivňuje celou stavbu navrhovaného motoru je kliková hřídel. Výroba vlastní klikové hřídele by byla poměrně složitá a díky tomu také nadměrně drahá, proto využiji již existující hřídel. Jelikož konstruji zkušební vznětový motor, použiji klikový hřídel z traktorového řadového vznětového motoru Zetor řady III. Tento hřídel je dostatečně mohutný a tuhý, a proto jeho využití pro experimentální motor je více než vhodné. Mým úkolem je konstrukce jednoválcového motoru, musím tedy hřídel upravit (zkrátit na jedno zalomení, změnit přírubu k připevnění setrvačnicku). Na obrázku 7 je znázorněn hřídel uvedeného traktorového motoru. Na obrázku 8 je ukázáno, jak vypadá už upravený hřídel do konstruovaného zkušební motoru.



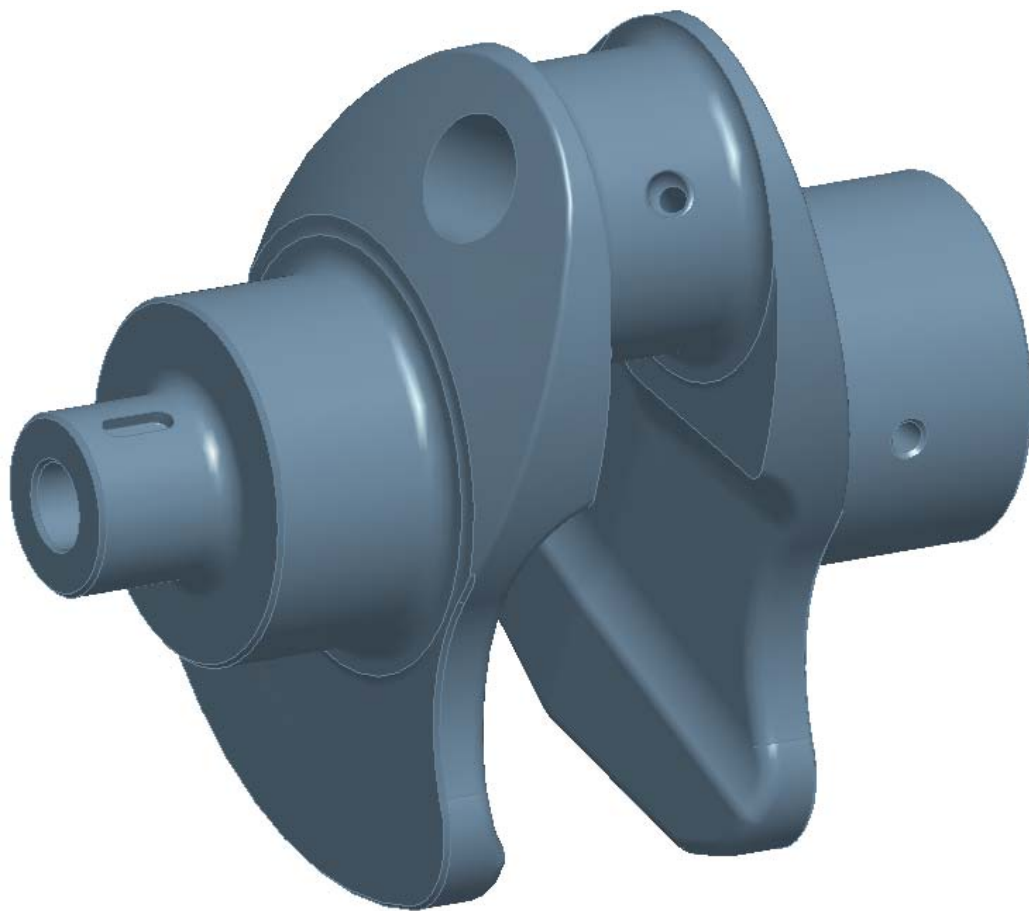
Obrázek 7 Klikový hřídel motoru Zetor UŘ III.

3.1. Základní parametry použitého klikového hřídele

Parametry použitého klikového hřídele ve zkušebním motoru jsou znázorněny v tabulce 1.

Zdvih	120 mm
Počet hlavních ložisek	2
Průměr ojnicního ložiska	66 mm
Délka ojnicního ložiska	40 mm
Průměr hlavního ložiska	80 mm

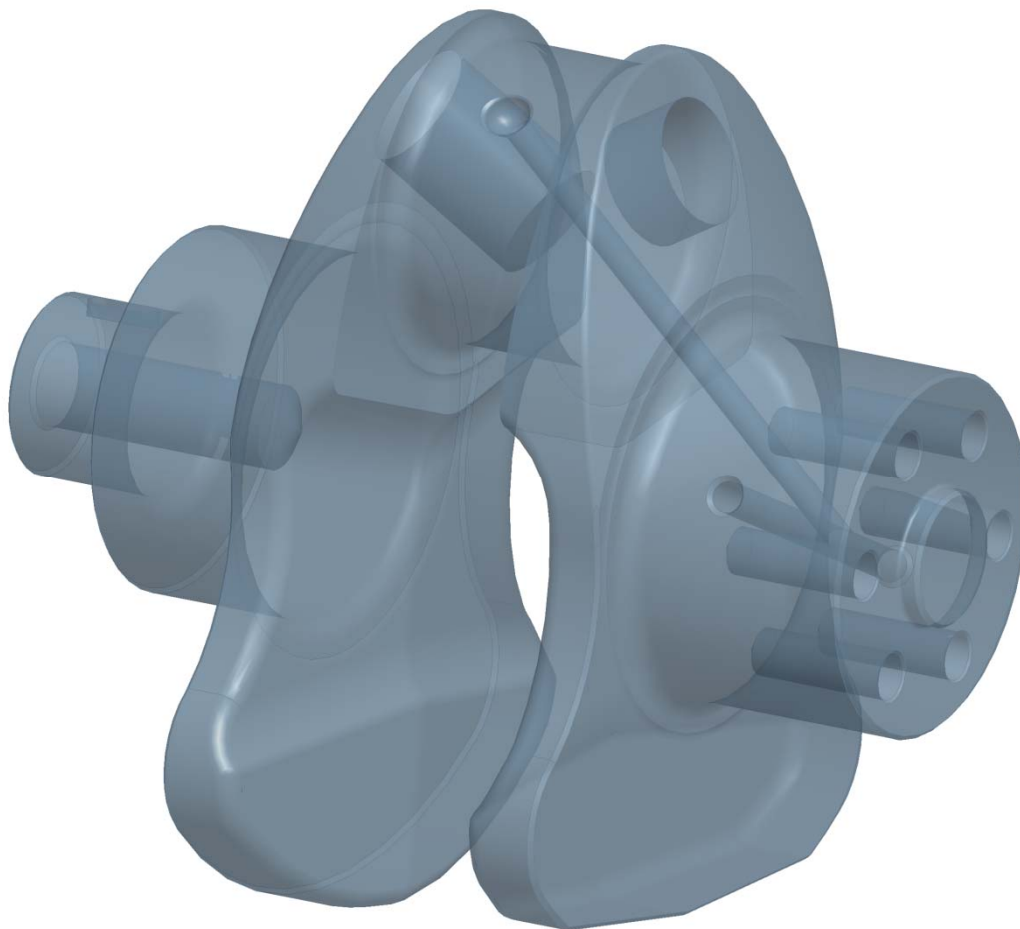
Tabulka 1 Základní parametry klikového hřídele



Obrázek 8 Navržený klikový hřídel zkušebního jednoválcového motoru.

3.2. 3-D návrh klikového hřídele

Při použití existující klikové hřídele z traktorového motoru Zetor, jsou všechny její rozměry a parametry již dány. V programu Pro ENGINEER 3.0 jsem vytvořil detailní 3-D model hřídele vhodné pro jednoválcový motor (tzn. hřídel pouze s jedním zalomením). Tento model je zhotoven do nejmenších detailů. Viz obrázek 9.



Obrázek 9 Navržený klikový hřídel.

3.3. 3-D návrh klikové skříně

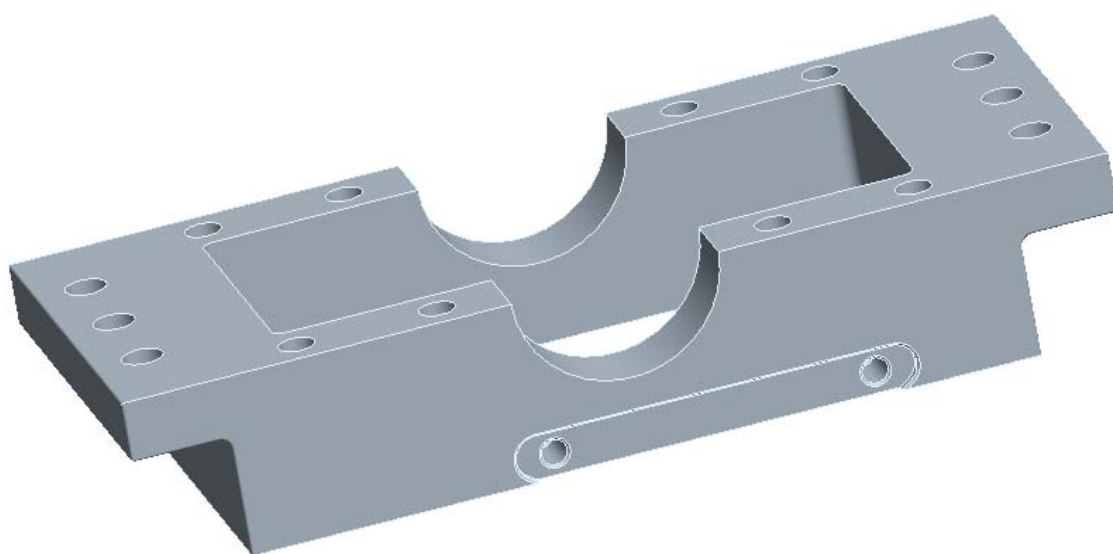
Při navrhování klikové skříně jsem musel vycházet z rozměrů použitého klikového hřídele. Z důvodu, že se jedná o zkušební motor, rozhodl jsem se pro dělenou konstrukci – to znamená zvlášť skříň a zvlášť válec, který je ke skřini připevněn buď svorníky nebo šrouby (v mém případě se jeví nejlepší řešení válec přišroubovat šrouby). Při konstrukci skříně bylo nasnadě vycházet ze skříně motoru zetor (obrázek 10, 11), pokud ale chceme, aby navrhovaný motor byl pokud možno co nejuniverzálnější a také jednoduchý, zjistil jsem, že lepší je skříň si zcela navrhnout novou. Skříň, kterou jsem navrhl, se skládá ze tří částí a to nejen z důvodu vložení klikového hřídele, ale také snazší manipulace a montování motoru spolu s vyvažovací jednotkou. Viz obrázky 12, 13, 14.



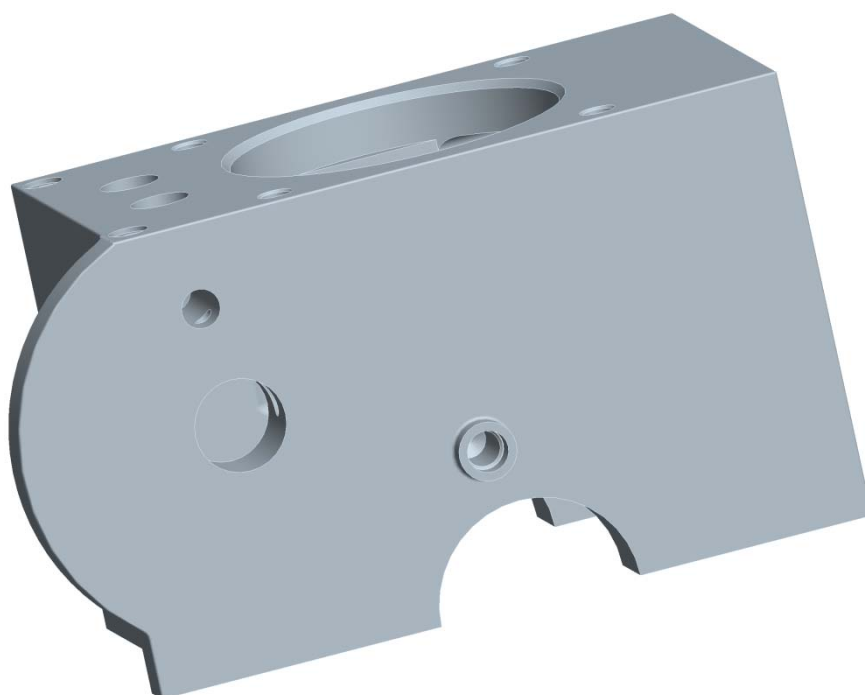
Obrázek 10 Traktorový motor Zetoru UŘ III. [12]



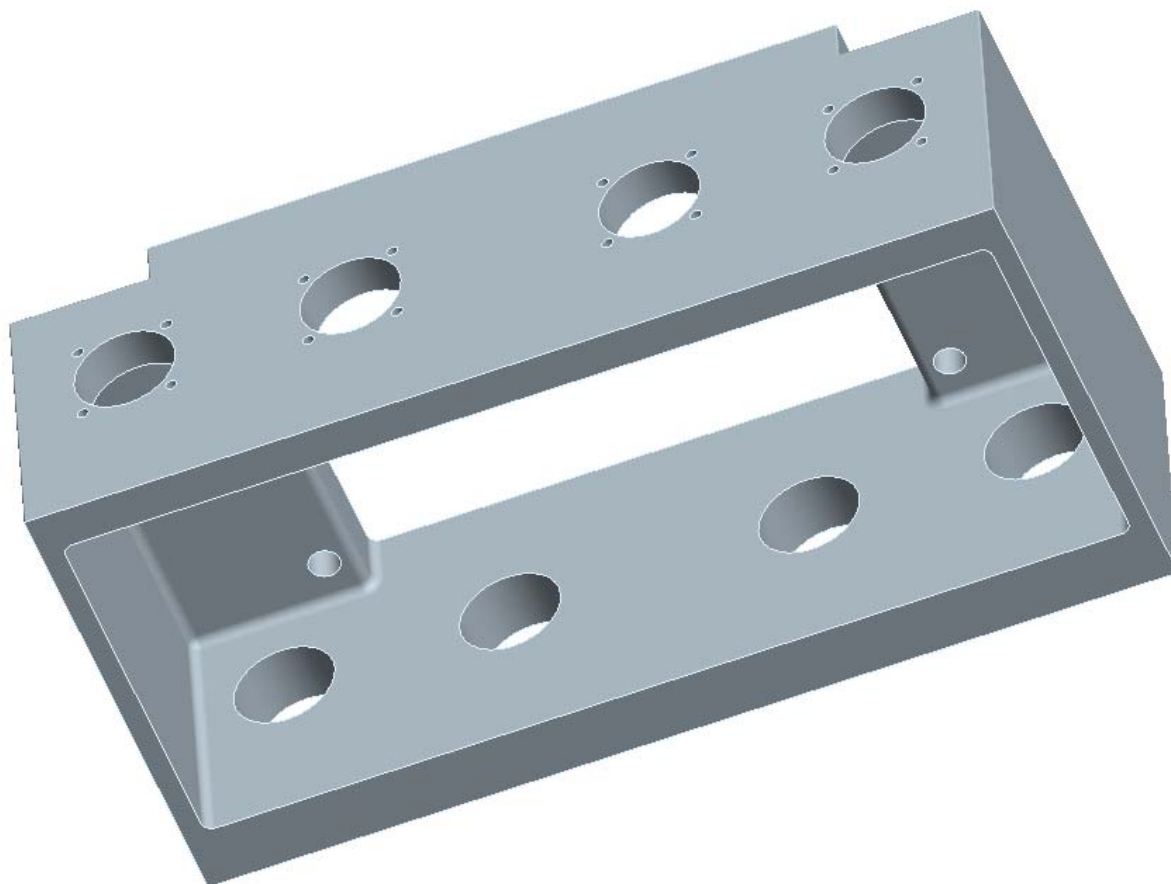
Obrázek 11 Blok tříválcového motoru Zetor.



Obrázek 12 Návrh 1. dílu klikové skříně.

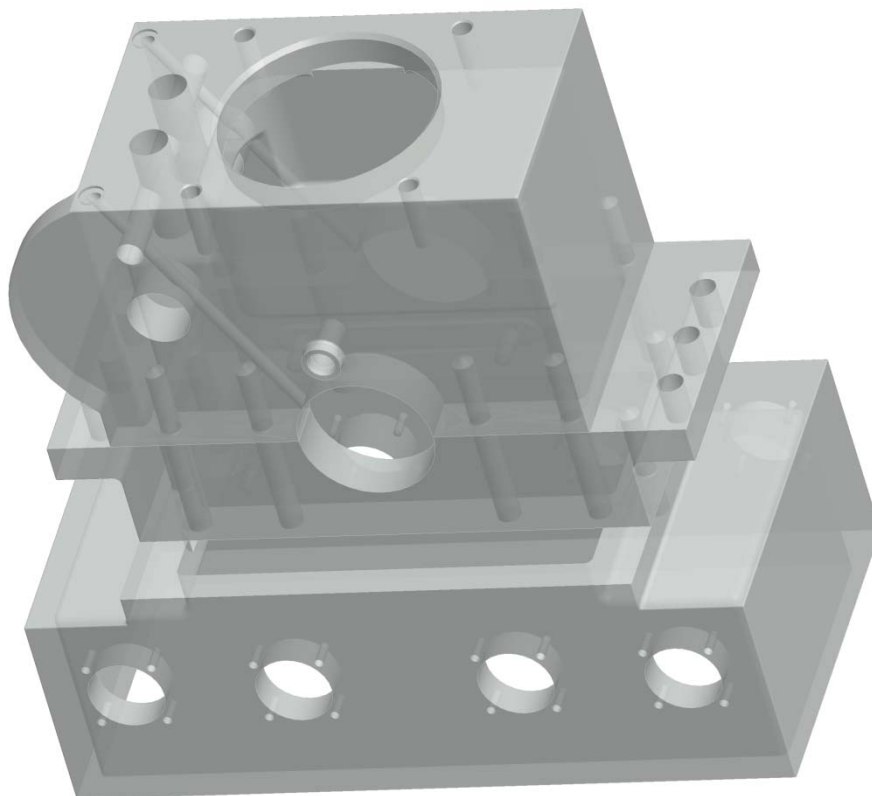


Obrázek 13 Návrh 2. dílu klikové skříně.

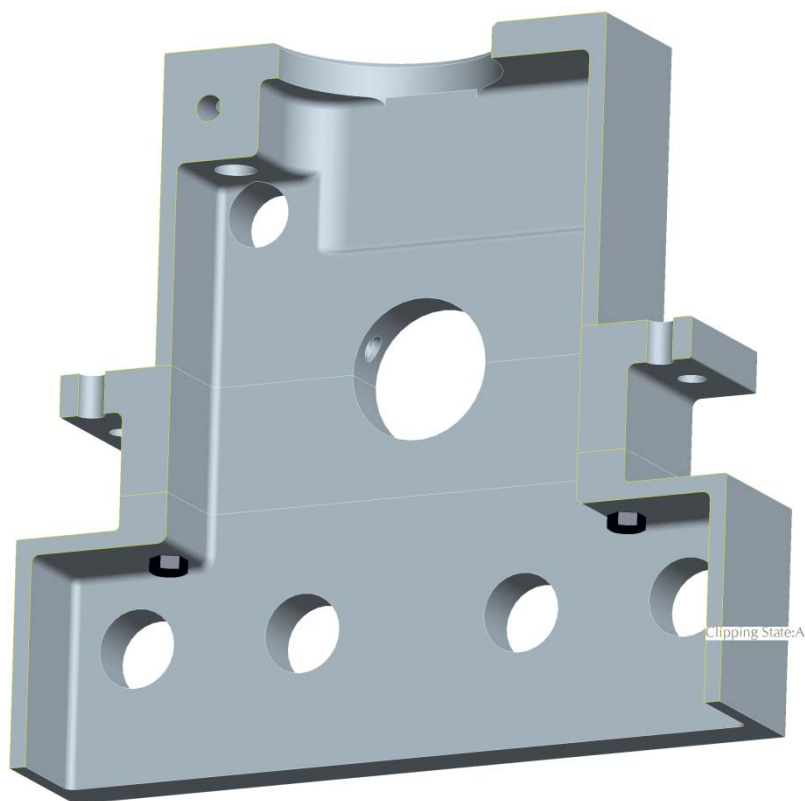


Obrázek 14 Třetí díl navržené skříňe (pro uložení vyvažovací jednotky).

Celkovou konstrukci skříňe jsem provedl tak, aby vyhovovala navržené klikové hřídeli, a zároveň poskytovala co největší tuhost. Jelikož se jedná o experimentální motor je kladen důraz především na jednoduchost a funkčnost. Proto jsem se příliš nezaobíral desingovými prvky, ale hlavně účelností. Při vlastním návrhu jsem vycházel ze základních rozměrů klikové hřídele (průměry hlavních ložisek, rozteč ložisek, atd.). Takto navrženou skříň jsem zpracoval do nejmenších detailů. Viz obrázky 15 a 16. Jak už jsem předeslal výše, jedná se o konstrukci dělenou (zvláště kliková skříň a zvláště válec motoru). Tato varianta se u dnešních moderních automobilů v podstatě nepoužívá, ale pro zkušební motor je více než vhodná, především díky snadnému odmontování válce a jeho vyměnění za jiný, který umožní změnu vrtání. V mém případě jsem použil připevnění válce pomocí šroubů. Toto řešení se zdálo jako výhodnější než použití svorníků.



Obrázek 15 Kliková skříň jako celek.



Obrázek 16 Řez klikovou skříní.

3.4. 3-D návrh válce a vložky motoru

Válec je nedílnou součástí každého motoru. Pro experimentální motor je důležité, aby bylo možné v případě potřeby válec od skříně snadno odmontovat. Možnost válec odšroubovat a vyměnit za jiný (s rozdílným vrtáním) je jeden z hlavních požadavků, který musíme v případě konstrukce zkušebního motoru splnit.

3.4.1. Varianty válců

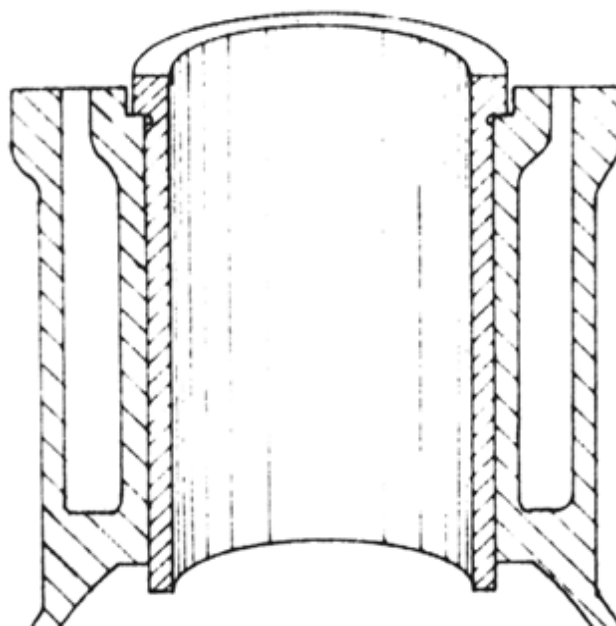
Při návrhu válce stojíme před základním rozhodnutím a to jakou koncepci válce zvolit. Existuje několik různých typů konstrukce. Každá z nich má své určité výhody a nevýhody. Pro motory připadají v úvahu různé varianty. Já pro představu uvedu např. tyto čtyři.

- Válec quasi-monolitický. Jedná se o válec, který je z jednoho kusu. Je vyroben z hliníku, ale na jeho vnitřním pracovním povrchu je nanесena vrstva nikasilu. Tato varianta není pro zkušební motor příliš vhodná hlavně z důvodu obtížné změny vrtání. Viz obrázek 17.



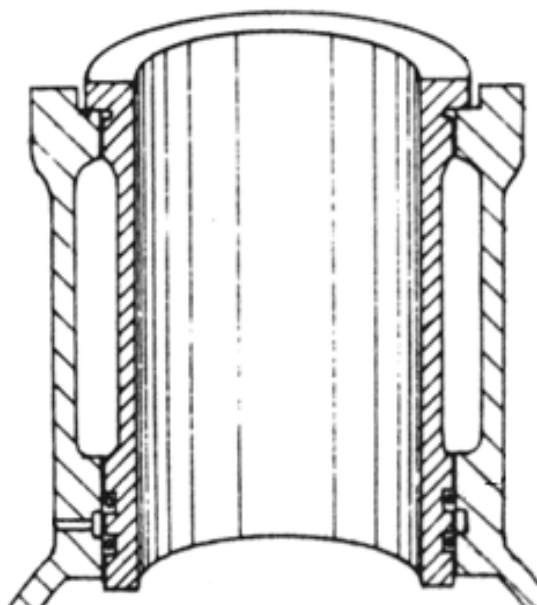
Obrázek 17 Válec s úpravou vnitřního pracovního povrchu vrstvou nikasil.

- Válec s vloženou suchou vložkou. Suchá vložka je typ, který se zalisovává do předvrtaného válce (nejčastěji používaný u bloků s hliníkových slitin, dnes se používá ojediněle). Rozdíl mezi mokrou a suchou vložkou je hlavně v ceně, mokrá vložka je levnější. Suchá vložka u kapalinou chlazených motorů má opodstatnění v případě požadavku na absolutní těsnost proti proniknutí chladicí kapaliny do olejové náplně, nebo zvýšení tuhosti bloku. Rozdíl v ceně je dán nutností opracování obou stran vložky a ještě opracováním vložky v bloku z hliníkové slitiny. Styčná plocha vložky a válce musí být co nejjemněji opracovaná, aby se dosáhlo maximálního možného přestupu tepla mezi nimi, jinak hrozí přehřívání vnitřního povrchu vložky. Vložka se montuje vždy nasucho, i malé množství oleje zhoršuje přestup tepla. Dnes se suché vložky v sériové produkci nepoužívají. Obrázek 18.



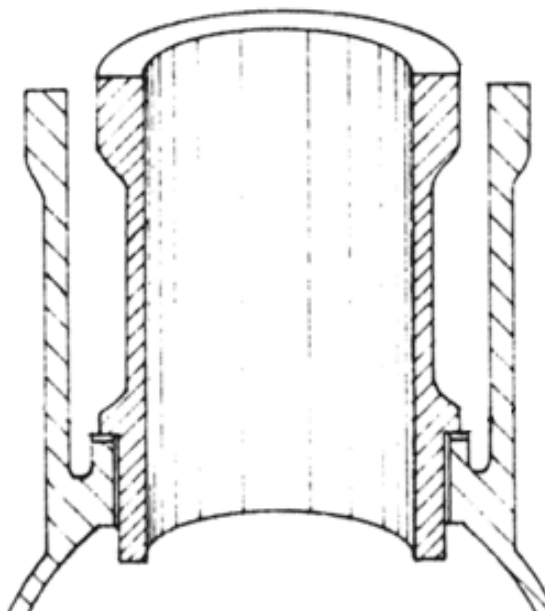
Obrázek 18 Suchý vložený válec vyrobený jako litinový odlitek. [13]

- Válec s vloženou mokrou vložkou s horní dosedací plochou. Obrázek 19. Mokrý vložka je dnes nejrozšířenějším typem válce. Za dobu existence tohoto řešení se dospělo k několika konstrukcím vložky, které se od sebe liší prakticky v utěsnění vodního prostoru a provedení upevnění v bloku.



Obrázek 19 Válec s vloženou mokrou vložkou s horní dosedací plochou. [13]

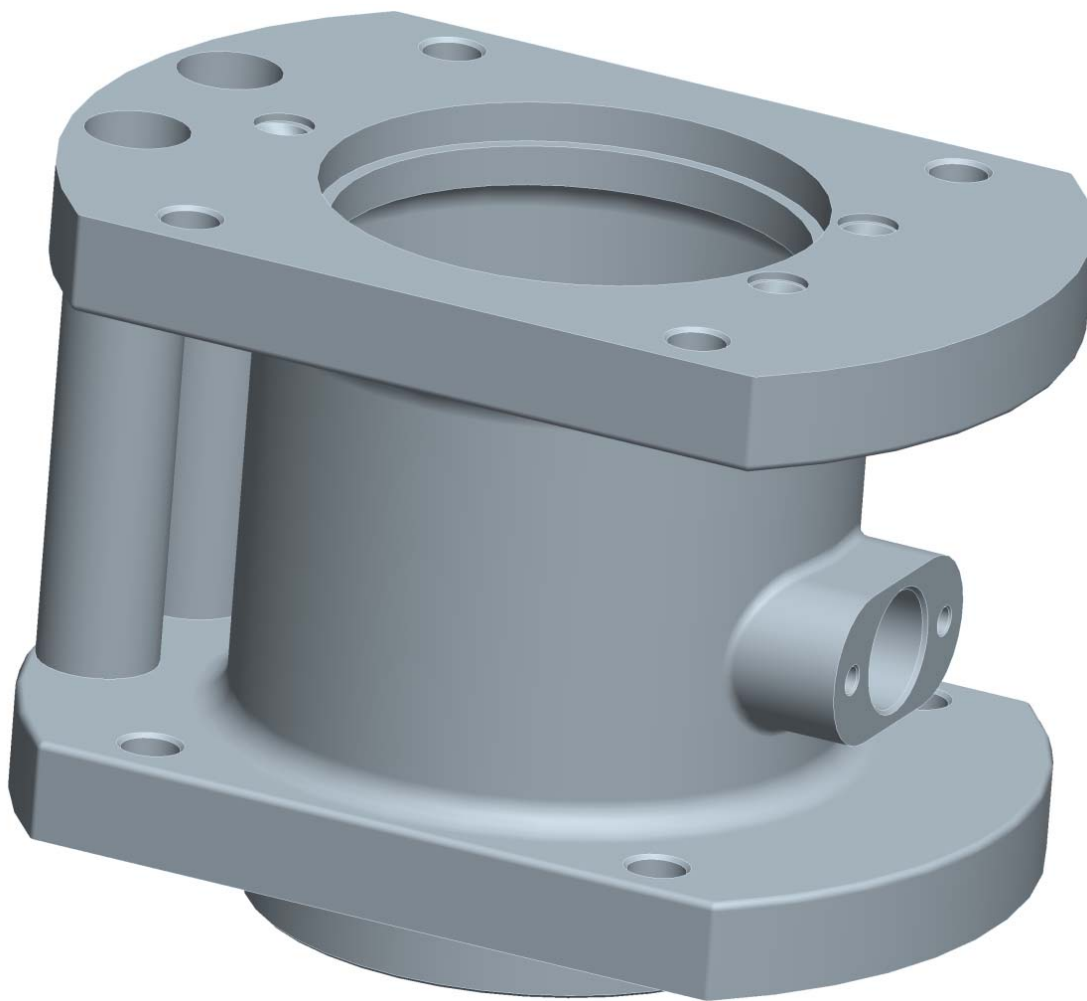
- Válec s vloženou mokrou vložkou s dolní dosedací plochou. Obrázek 20.



Obrázek 20 Válec s vloženou mokrou vložkou s dolní dosedací plochou. [13]

3.4.2. Navrhovaný válec pro zkušební motor

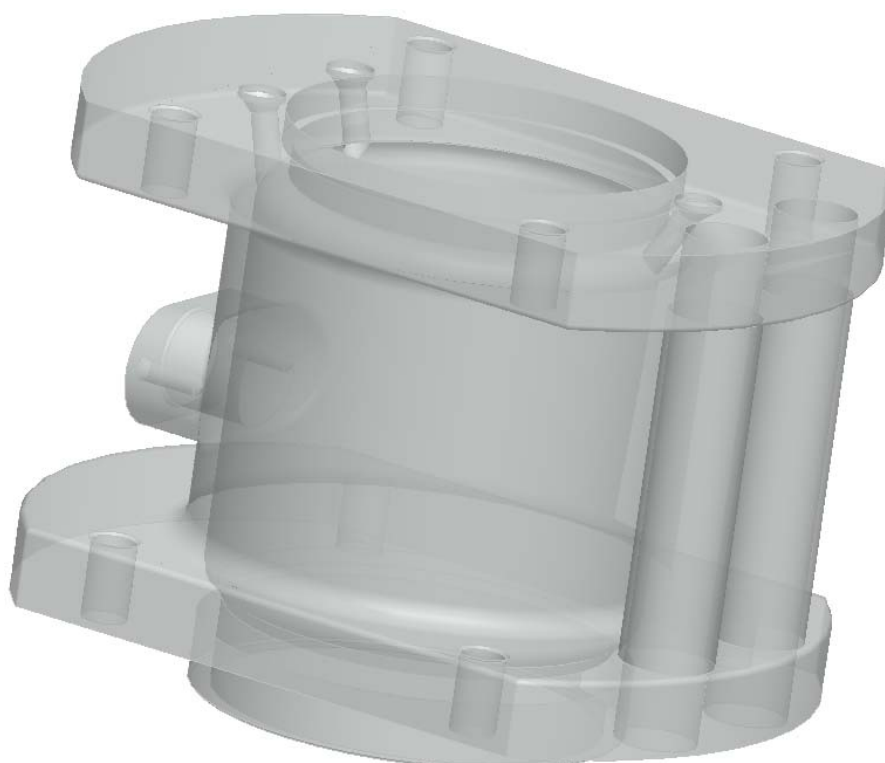
Z uvažovaných řešení jsem se rozhodl pro variantu vložené mokré vložky s horní dosedací plochou. Tato podoba válce byla také použita u bloku motoru Zetor. Vložka je v dolní části utěsněna pomocí kroužků. Hlavní výhoda této podoby válce je, že lze do určité míry měnit vrtání, aniž bychom měnili válec. Stačí pouze vyměnit vložku za jinou. V praxi to znamená, že lze měnit objem navrženého zkušebního motoru. Tato varianta je také relativně levná. Finální podoba válce je znázorněna na obrázku 21.



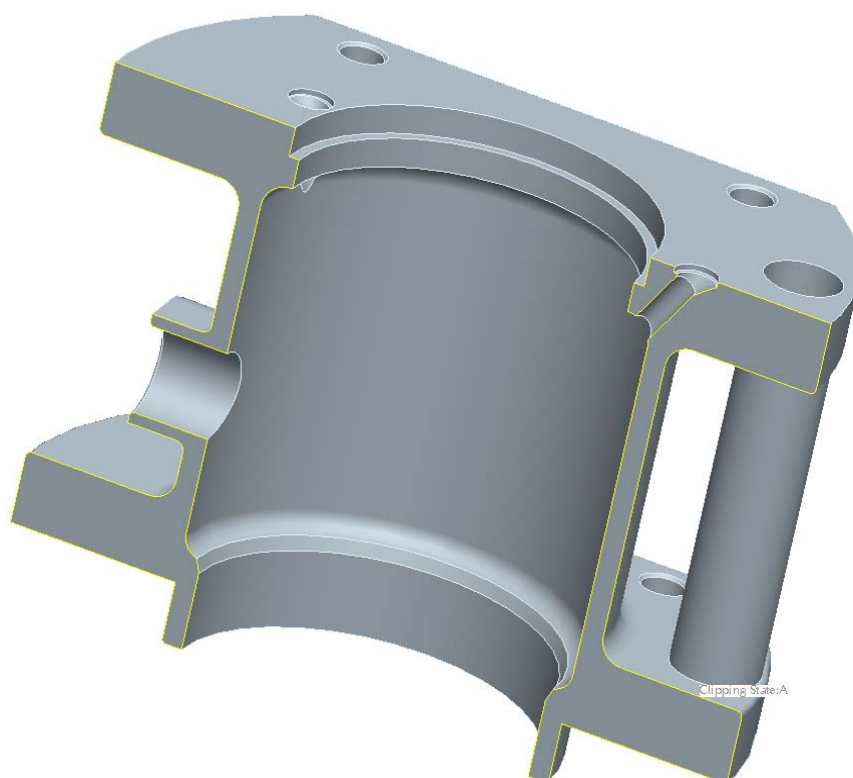
Obrázek 21 Válec.

Válec je připevněn ke skříni pomocí šroubů. V úvahu připadala také varianta s upevněním pomocí svorníků. Pokud ale přihlédneme na navržený tvar válce zdá se jako lepší řešení přišroubovat válec šrouby. Řešení pomocí svorníků by nebylo od věci, pokud by měl blok válce tvar kvádra a svorníky by procházeli skrz celý válec. Já jsem se ale rozhodl pro již zmiňované řešení. Jelikož navrhovaný motor je konstruován s rozvody OHV musel jsem také pamatovat na systém, který bezpečně ochrání zdvihací tyčky před vlivy okolního prostředí (např. prach, nečistoty, vlhkost). Možností bylo několik: Zdvihací tyčky ukryté uvnitř bloku válce, což by vyžadovalo zcela odlišnou konstrukci válce. Další variantou by mohlo být připevnění plechového krytu. Já jsem se rozhodl pro variantu odlišnou. Zdvihací tyčky budou ukryty v trubkách. K tomuto rozhodnutí mě vedlo, že se jedná o řešení velmi jednoduché a také levné a přitom účelné.

Na přední straně válce je patrný nálietek, který slouží k vstupu chladicího média. Detailně je válec znázorněn na obrázku 22 a 23.



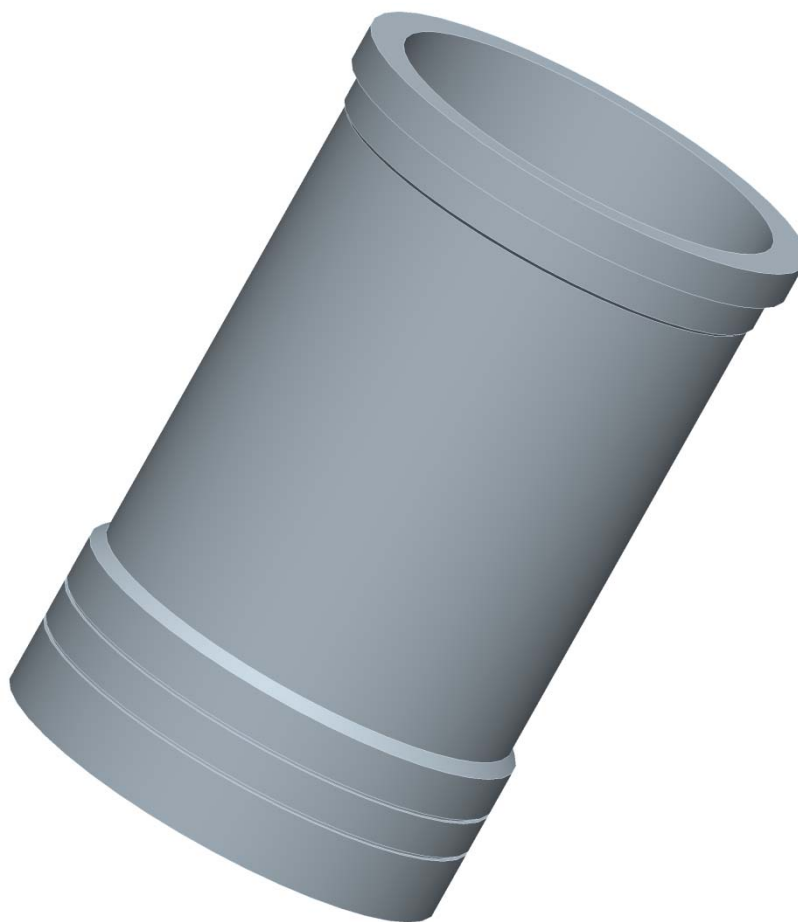
Obrázek 22 Detail válce



Obrázek 23 Řez válce

3.4.3. Návrh vložky válce

Rozhodl jsem se pro použití litinové mokré vložky s horní dosedací plochou. Hlavní výhodou je její snadná vyměnitelnost. Další předností je, že můžeme částečně změnit vrtání, aniž bychom měnili celý válec. Stačí pouze použít jiný rozměr vkládané vložky. Takovéto uspořádání je pro zkušební motory velmi vhodné což vyplývá z výše uvedených důvodů. Mokrý vložka je označení pro typ, který přichází do přímého styku s chladicí kapalinou. Pokud by bylo například použito řešení s nanesenou vrstvou nikasilu na pracovním povrchu válce, tak pokud bychom chtěli zvětšit vrtání, tak musíme vyměnit celý válec, protože když zvýšíme vrtání pouze ve válci, odstraníme vrstvu nikasilu a tím znehodnotíme celý válec. Toto řešení by bylo levné, ale pro experimentální motory nevhodné. Návrh vložky je znázorněn na obrázku 24.



Obrázek 24 Vložka válce zkušebního motoru

3.5. Návrh vyvažovací jednotky

V každém pístovém stroji působí dva druhy sil. Jedny síly jsou od tlaku plynů ve válci-primární síly a druhé jsou setrvačné síly vyvolané účinkem pohybujících se částí klikového mechanismu-sekundární síly. Uvědomíme-li si, že tlak plynů působí všemi směry, tak je nám jasné, že tlak má snahu nejenom točit klikovým hřídelem, ale i točit celým motorem-vytváří takzvaný klopný moment. Klopný a užitečný moment má tedy stejnou velikost. Proto musíme motor řádně upevnit.

U jednoválcového motoru se vyvažují:

1. Setrvačná síla rotačních částí
2. Setrvačné síly prvního řádu posuvných částí
3. Setrvačné síly druhého řádu posuvných částí

3.5.1. Setrvačná síla rotačních hmotností

Tato síla je vyvolána prostou rotací klikového hřídele a dá se úplně vyvážit vývažkem na protilehlém rameni kliky. Tato síla se vyvažuje vždy přednostně před ostatními. Jde o statické vyvážení, které se vypočítá dle rovnice (1).

$$P_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2, \quad (1)$$

$$m_r \cdot r \cdot \omega^2 = m_v \cdot r_v \cdot \omega^2,$$

$$m_r \cdot r = m_v \cdot r_v,$$

$$m_r = m_2 + m_{zal}, \quad (2)$$

kde P_r je odstředivá síla,

m_r hmotnost rotačních částí,

r poloměr zalomení klikového hřídele,

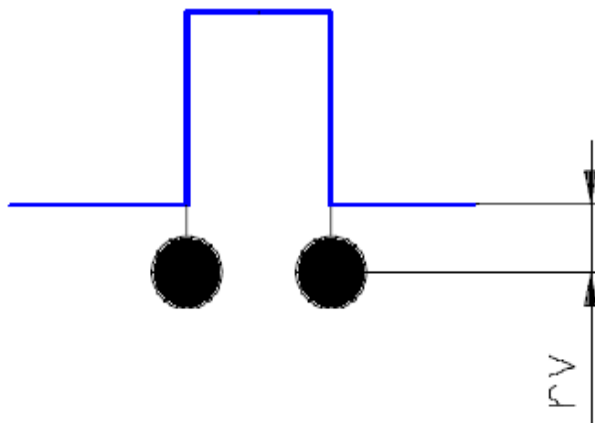
ω úhlová rychlost klikového hřídele,

m_v hmotnost vývažku,

r_v poloměr na kterém závaží,

m_2 rotační hmotnost ojnice,

m_{zal} hmotnost zalomení.



Obrázek 25 Vyvážení setrvačná síla rotačních hmotností.

3.5.2. Setrvačná síla posuvných částí prvního řádu

Síly prvního řádu posuvných částí vznikají z pohybu pístu ve válci. Tyto síly lze vyvážit pomocí přídatných vyvažovacích hřídelů a na nich umístěných závaží. Jedná se o dva protiběžné hřídele, které se točí stejnou úhlovou rychlostí jako klikový hřídel. Na těchto hřídelích jsou závaží umístěná na poloměru r_I a o hmotnosti m_I . Setrvačná síla prvního řádu se spočítá podle vzorce (3).

$$P_S^I = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha, \quad (3)$$

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot m_I \cdot r_I \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha,$$

$$m_p \cdot r = 2 \cdot m_I \cdot r_I.$$

$$m_p = m_I + m_{pist}, \quad (4)$$

kde P_S^I je setrvačná síla I. řádu,
 m_p hmotnost posuvných částí,
 r poloměr zalomení klikového hřídele,
 ω úhlová rychlost klikového hřídele,
 α natočení klikového hřídele,
 m_I hmotnost vývažky setrvačné síly prvního řádu,
 r_I poloměr na kterém leží vývažek,
 m_I posuvná hmotnost ojnice,
 m_{pist} hmotnost pístní skupiny.

3.5.3. Setrvačná síla posuvných částí druhého řádu

Síly druhého řádu posuvných částí vznikají také z důvodu pohybu pístu ve válci. Mají dvojnásobnou frekvenci než síly prvního řádu a dají se odstranit pouze posuvnými hmotami v obráceném směru působení. V praxi se toto řeší dvěma vyvažovacími hřídeli. Ty se točí dvojnásobnou frekvencí než klikový hřídel a opět se vůči sobě otáčejí v protifázi (v obráceném směru). Setrvačná síla druhého řádu se počítá podle vzorce (5).

$$P_S^{II} = l \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha, \quad (5)$$

$$\lambda \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha = 2 \cdot m_{II} \cdot r_{II} \cdot (2\omega)^2 \cdot \cos 2\alpha,$$

$$\lambda \cdot m_p \cdot r = 8 \cdot m_{II} \cdot r_{II}.$$

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (6)$$

kde P_S^{II} setrvačná síla II. řádu,
 m_p hmotnost posuvných částí,
 r poloměr zalomení klikového hřídele,
 ω úhlová rychlost klikového hřídele,
 α natočení klikového hřídele,
 m_{II} hmotnost vývažky setrvačné síly druhého řádu,
 r_{II} poloměr, na kterém leží vývažek,
 l délka ojnice.

3.5.4. Redukce ojnice

Abych dokázal motor vyvážit, musel jsem jednotlivé rovnice vyčíslit. K tomu jsem potřeboval určit hmotnost posuvných částí. Ta, jak vyplývá ze vzorce, se vypočítá součtem posuvné hmotnosti ojnice a hmotnosti pístní skupiny. Abych určil posuvnou hmotnost ojnice, musel jsem ojnici redukovat. Při redukci soustav musí být splněny tři základní podmínky:

1. Stejně hmotnosti (původní i redukované těleso)
2. Stejně těžiště (musí být zachována poloha těžiště)
3. Stejně momenty setrvačnosti

Tyto podmínky lze matematicky vyjádřit pomocí rovnic

$$m_0 = m_1 + m_2 + m_3, \quad (7)$$

$$m_1 \cdot a = m_2 \cdot b, \quad (8)$$

$$J_T = m_1 \cdot a^2 + m_2 \cdot b^2, \quad (9)$$

kde m_0 je celková hmotnost ojnice,

m_1 hmotnost posuvných částí ojnice,

m_2 hmotnost rotačních částí ojnice,

a vzdálenost středu horního oka ojnice od těžiště,

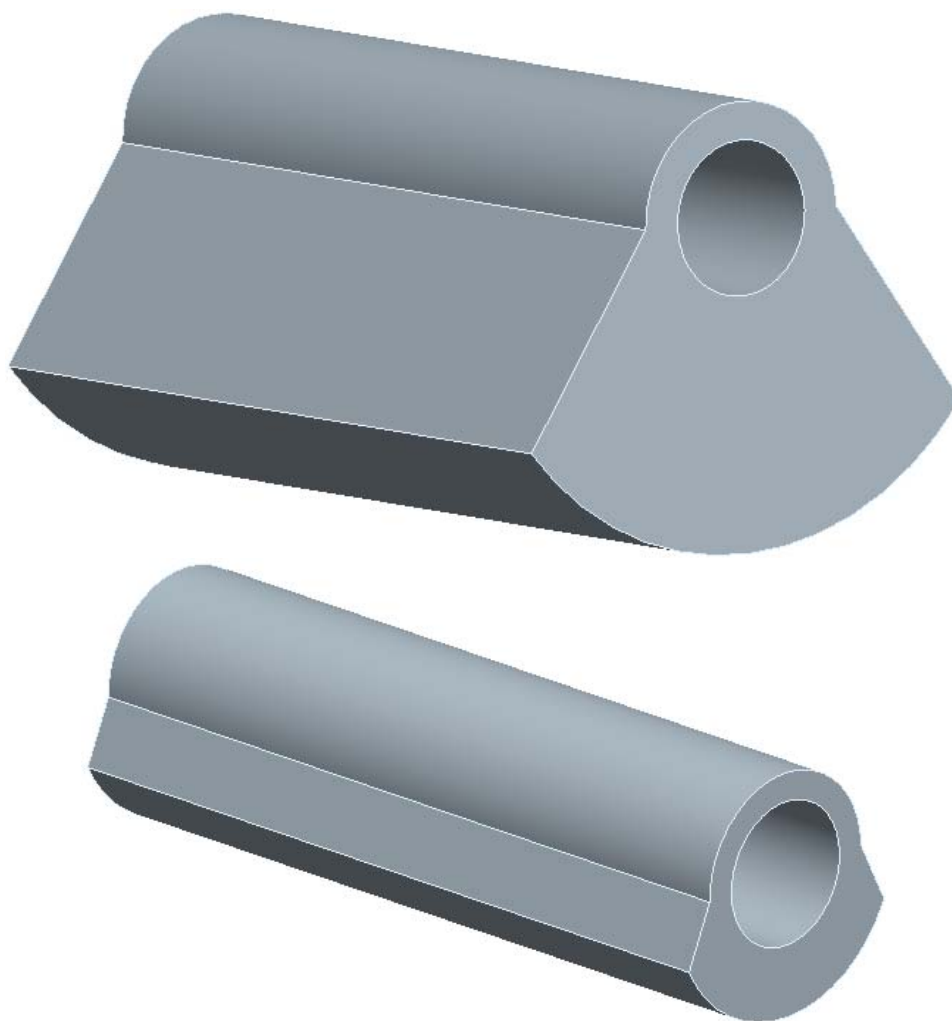
b vzdálenost středu dolního oka ojnice od těžiště,

J_T moment setrvačnosti.

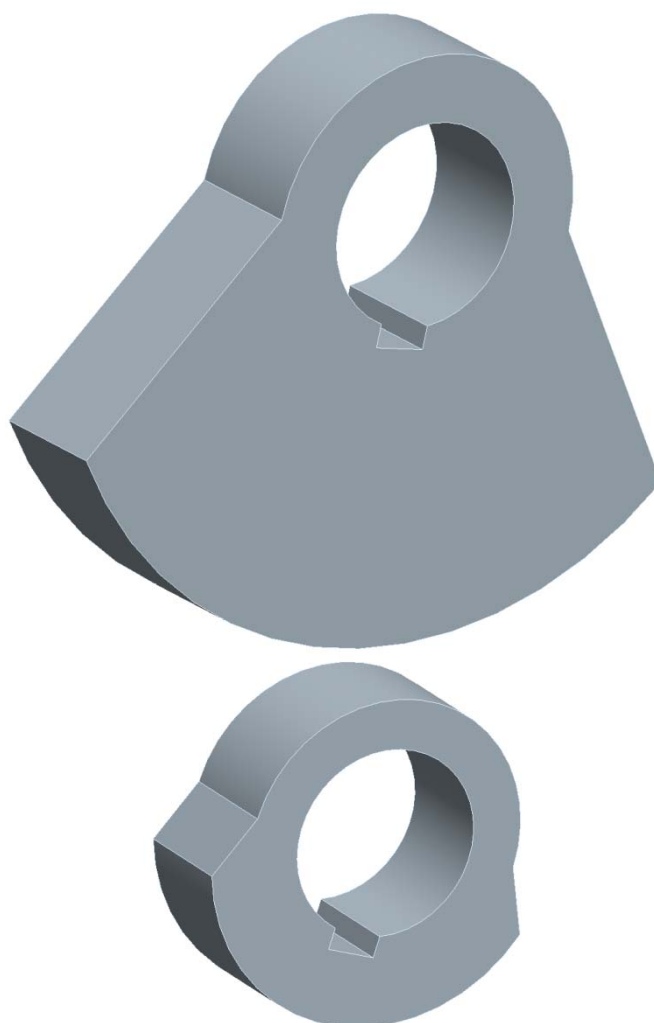
V praxi obvykle využíváme statickou redukci, kdy se hmotnost m_3 zanedbává a třetí rovnici neuvažujeme. Toto řešení jsem také použil. Z programu Pro ENGINEER jsem určil polohu těžiště a poté jsem vypočítal vzdálenosti a , b . Načež jsem mohl vypočítat hmotnosti m_1 a m_2 .

3.5.5. Konstrukce vyvažovací jednotky

Nyní jsem stál před problémem jak závaží a celou vyvažovací jednotku realizovat. Z uvedených rovnic vyplývá, že čím bude závaží dál od středu otáčení hřídele (r_I , r_{II}), tím může být závaží menší (lehčí) a naopak. Pro představu uvádím na obrázcích 26, 27 různé koncepce mezi, kterými jsem se rozhodoval. Na obrázku 26 je řešení, kdy jsem volil malý poloměr r_I , případně r_{II} , ale výrazně narostla hmotnost, což se projevilo značnou délkou závaží.



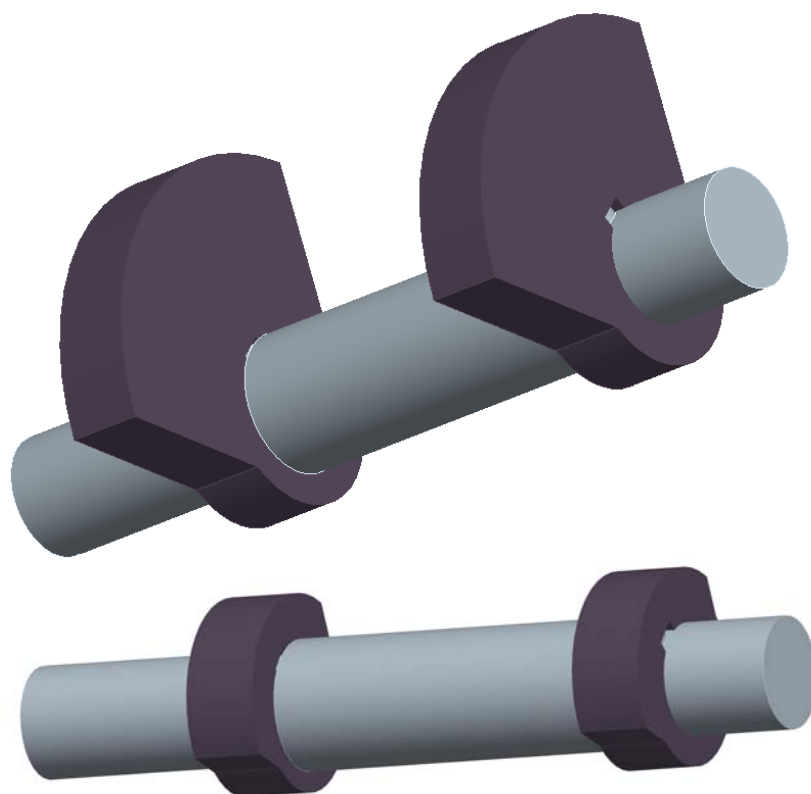
Obrázek 26 První koncepce vývažků.



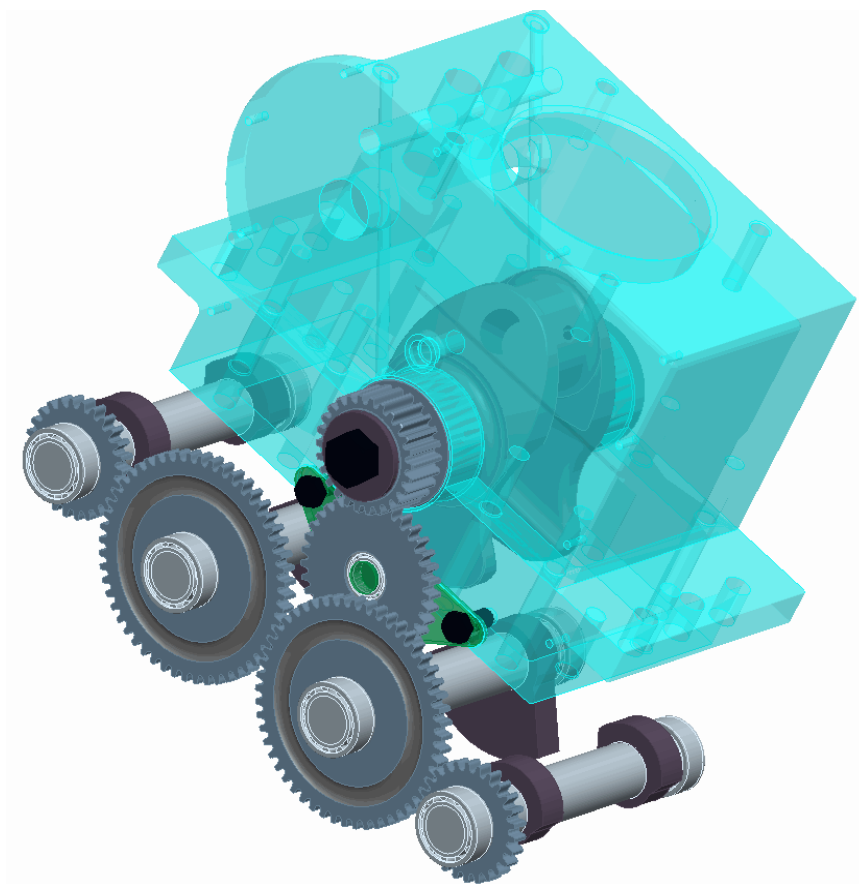
Obrázek 27 Druhé řešení vývažků.

Každé z řešení má své výhody a nevýhody. První způsob nám umožní užší konstrukci skříně, což se zpočátku jeví jako výrazné plus. Problém nastane, když se zamyslíme, jak bychom vyvažovací hřídele spolu se závažími montovali do klikové skříně. Další nevýhodou je značná hmotnost vývažků.

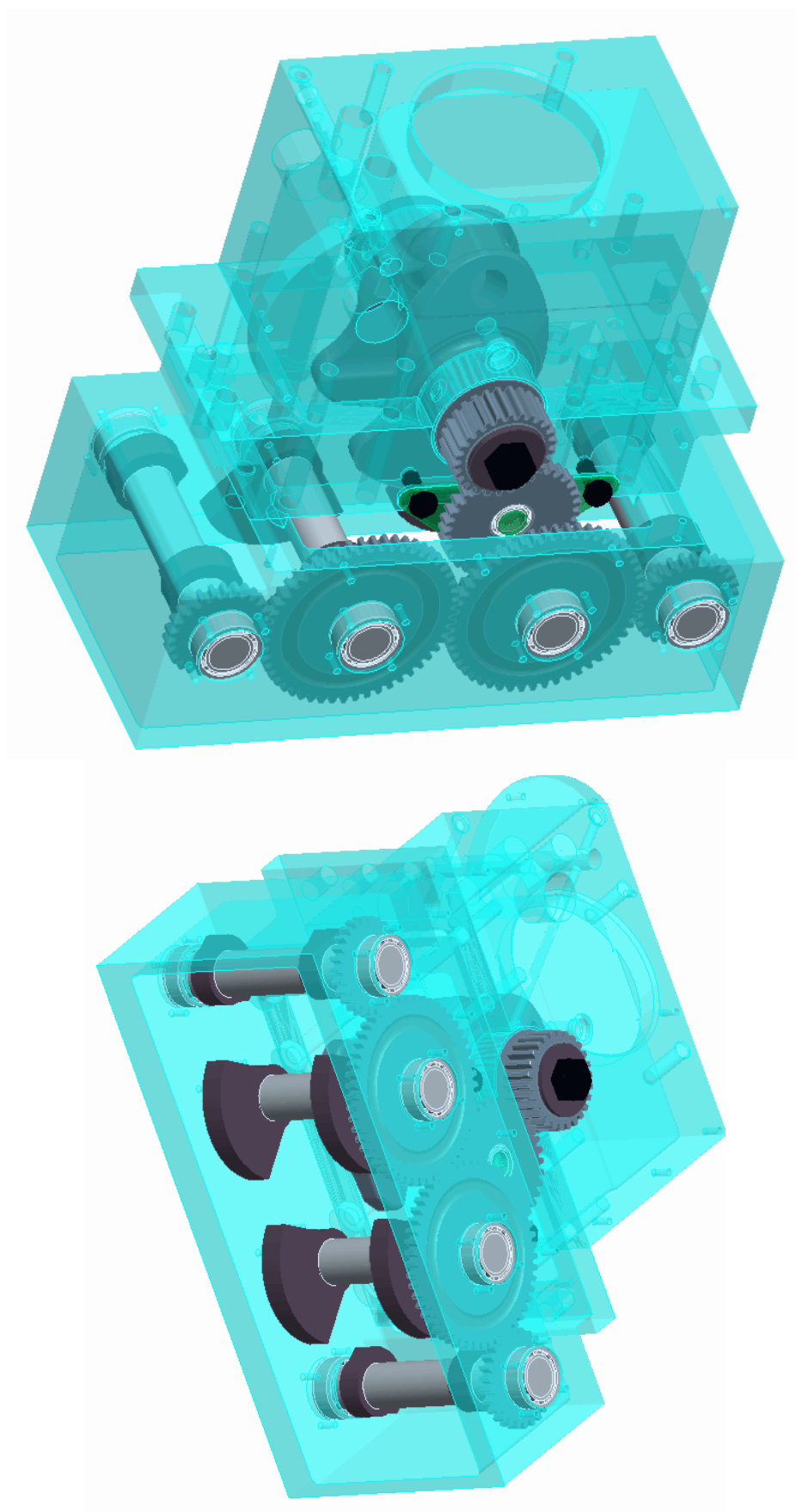
Nakonec jsem se rozhodl pro druhou možnost, viz obrázek 27. Ta sice vede k větším rozměrům skříně, viz obrázek 30, ale z celkového pohledu se zdá být lepším řešením. V tomto případě použiji vždy dvě závaží na jednom hřídeli. Aby šel hřídel vmontovat do skříně, zvolil jsem skládaný vyvažovací hřídel (obr. 28), kde jsou vývažky upevněny pomocí per a přitlačí se k osazení hřídele. Z druhé strany závaží zajišťuje trubka, která se opírá o ložisko. Takto vyřešená vyvažovací jednotka se zdá jako dobrý postup hlavně z důvodu relativně snadné montáže a levné výroby.



Obrázek 28 Skládané vyvažovací hřídele.



Obrázek 29 Vyvažovací jednotka.

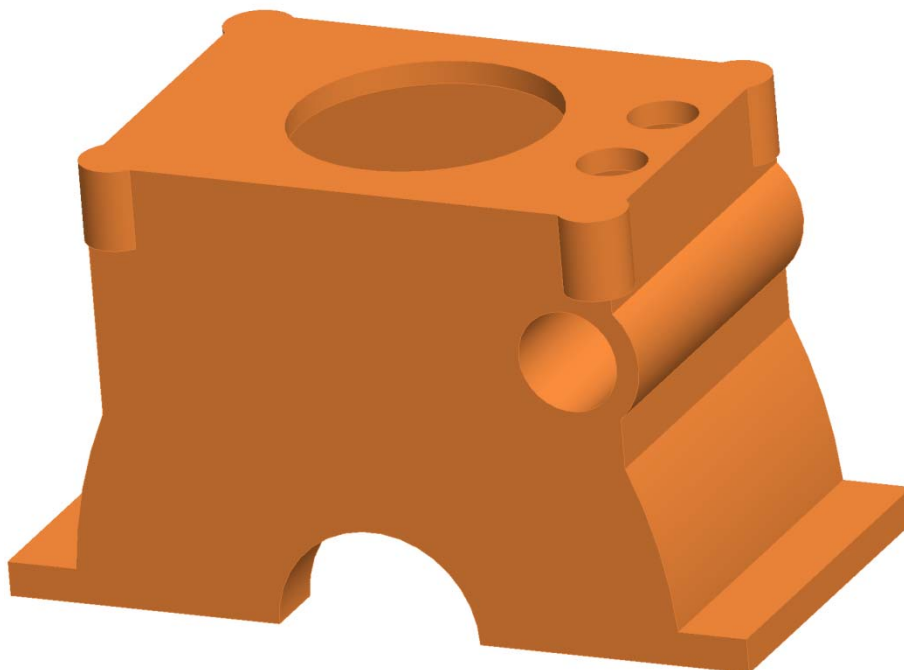


Obrázek 30 Vyvažovací jednotka.

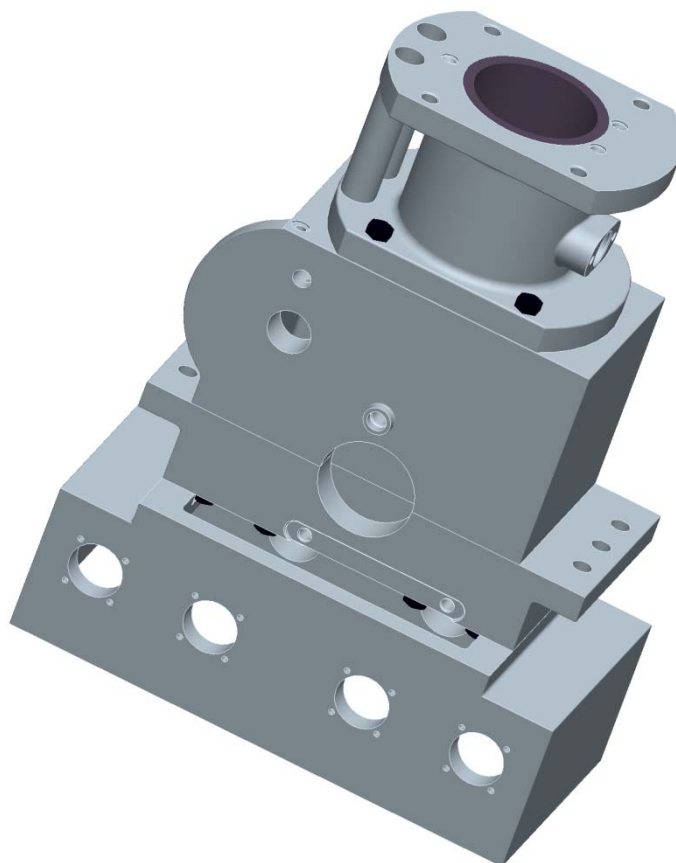
3.6. Sestava celé klikové skříně

Sestava bloku motoru (kliková skříň, válec, vložka motoru) je znázorněna na obrázcích 32 a 33. Celý návrh bloku motoru vycházel z rozměrů použité klikové hřídele. Proto, aby byla kliková skříň plně funkční a plnila všechny nutné požadavky, musel jsem při návrhu postupovat v určitých krocích. Nejprve jsem vytvořil klikovou hřídel. Z rozměrů klikové hřídele se odvíjeli další součásti a jejich rozměry. Například výška klikové skříně přímo souvisí se zdvihem motoru a délkou ojnice. Rozměry ojnice jsem uvažoval stejné jako pro motor Zetor řady III. Šířka skříně je závislá na velikosti klikové hřídele. Další věc, kterou jsem musel zohlednit při konstrukci, je šířka a výška pístu. Píst přímo ovlivní rozměry vložky a výšku válce.

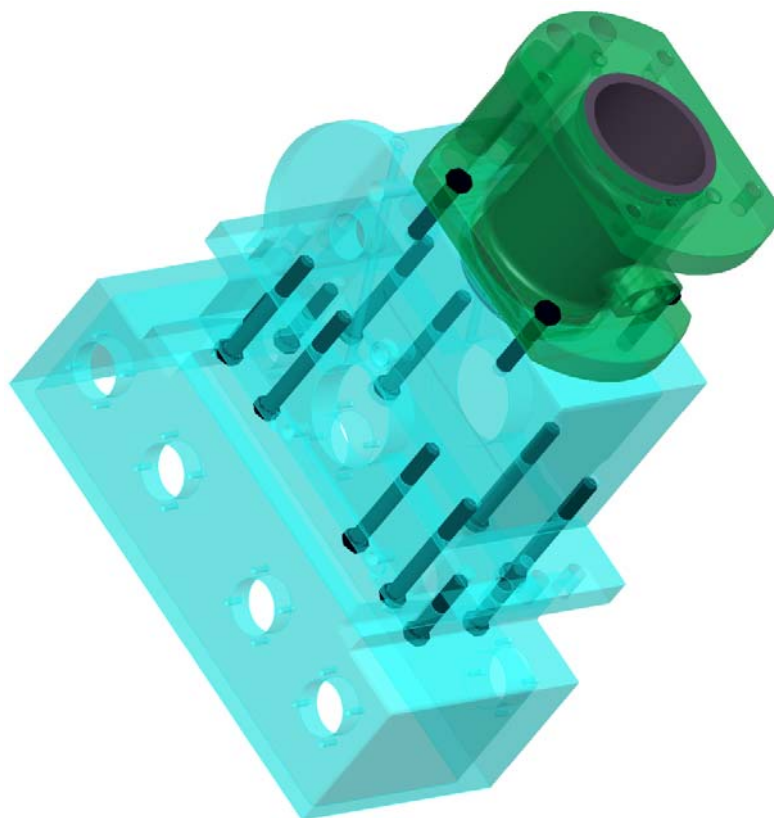
Jelikož se jedná o motor s rozvodem OHV, musel jsem také pamatovat na umístění vačky a nutnosti jejího pohonu. Jeden z prvotních návrhů, jak mohla horní část klikové skříně vypadat je na obrázku 31. Právě z důvodu zakomponování vačky se ukázala tato koncepce jako nevhodná. Výroba skříně by byla složitější a také i dražší. Z důvodu, že se jedná o čtyřdobý motor, musí se vačka točit poloviční rychlostí, jak kliková hřídel. Z toho plyne, že ozubené kolo na vačce musí být dvojnásobného průměru jak kolo na klikovém hřídeli. Na to jsem musel pamatovat jak při konstrukci klikové skříně, tak posléze i při návrhu krytu.



Obrázek 31 Jeden z prvotních návrhů klikové skříně.



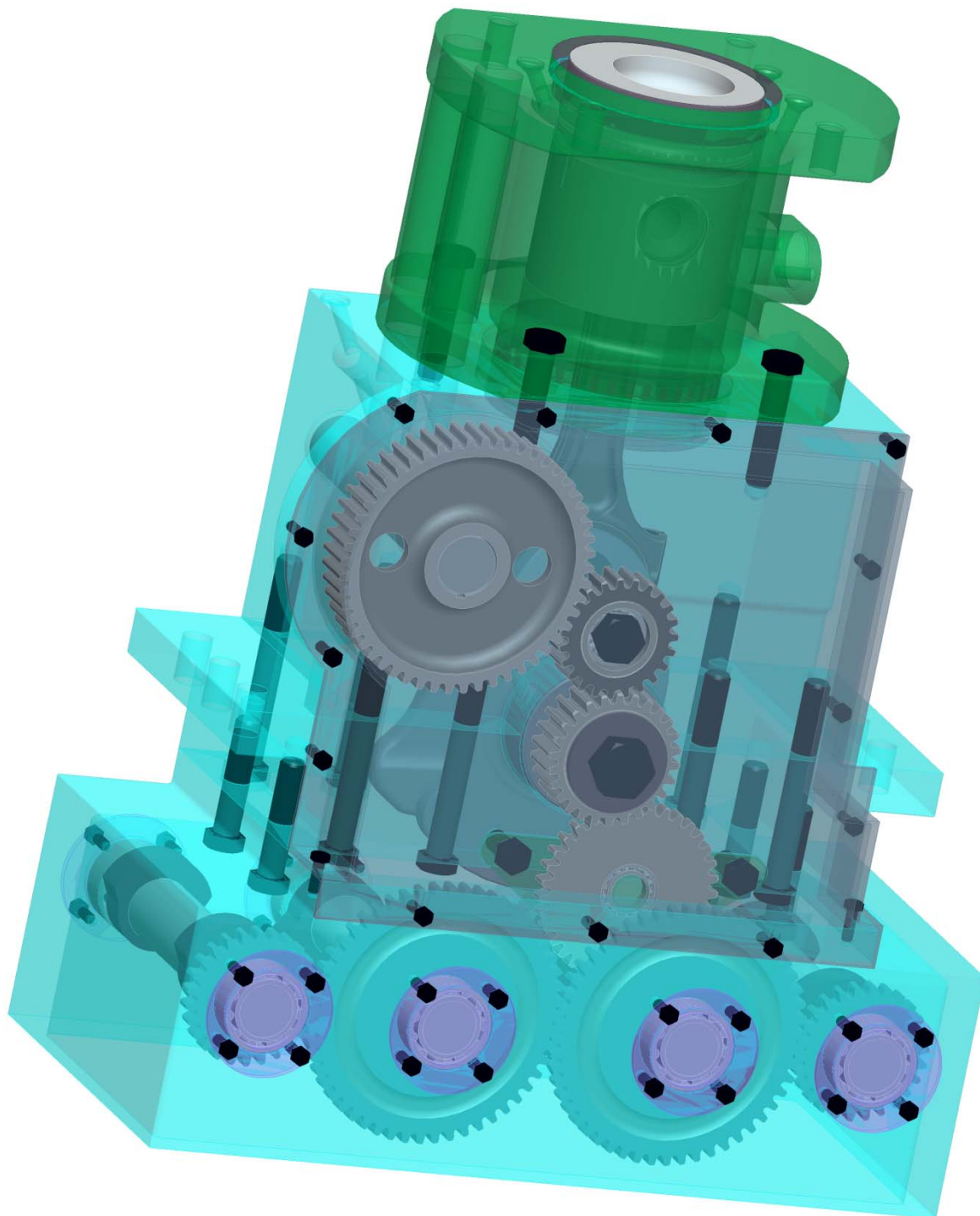
Obrázek 32 Sestava klikové skříně s válcem a vložkou.



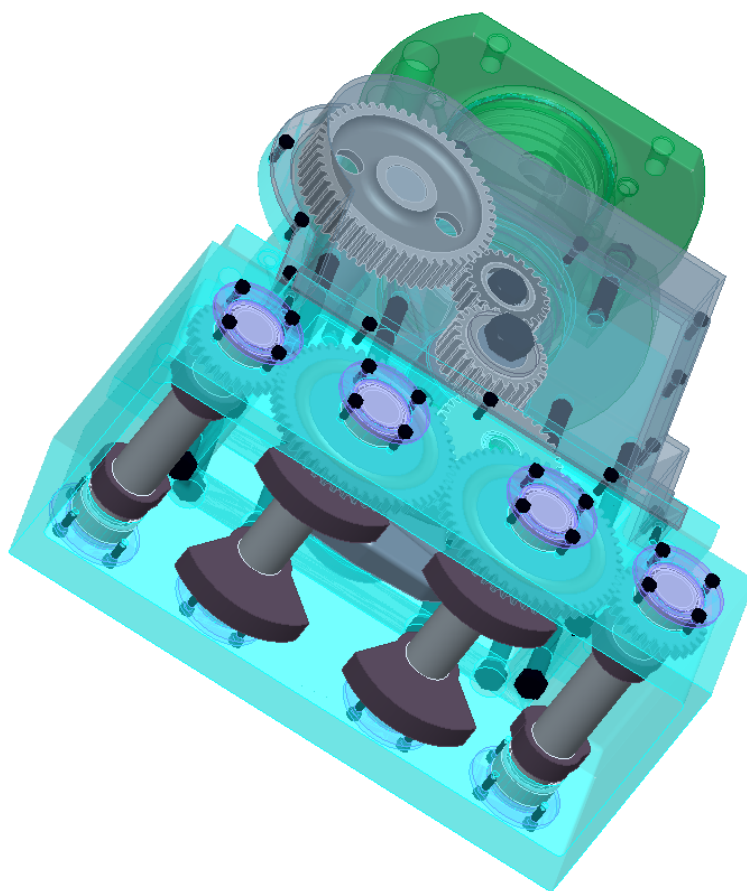
Obrázek 33 Znázornění sestavy klikové skříně s válcem a vložkou.

3.7. Návrh sestavy motoru

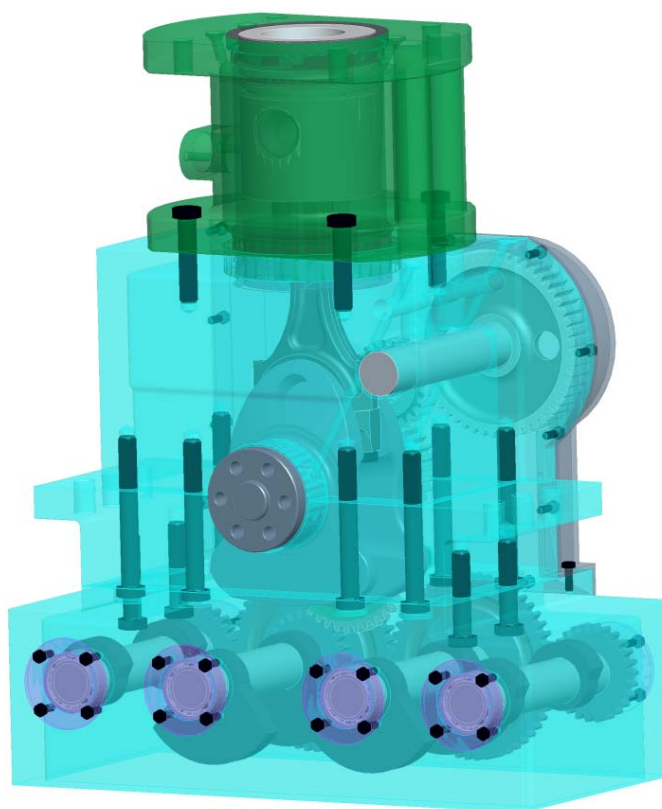
Celkový návrh zkušební motoru bez příslušenství je znázorněn na obrázcích 34, 35 a 36. Cílem mé diplomové práce byla především konstrukce klikové skříně, takže v modelu nemám znázorněnu hlavu motoru, chladicí okruh, olejové čerpadlo a další zařízení, které jsou pro chod motoru nezbytně nutné.



Obrázek 34 Kompletní sestava navrženého zkušební motoru.



Obrázek 35 Kompletní sestava navrženého zkušebního motoru.



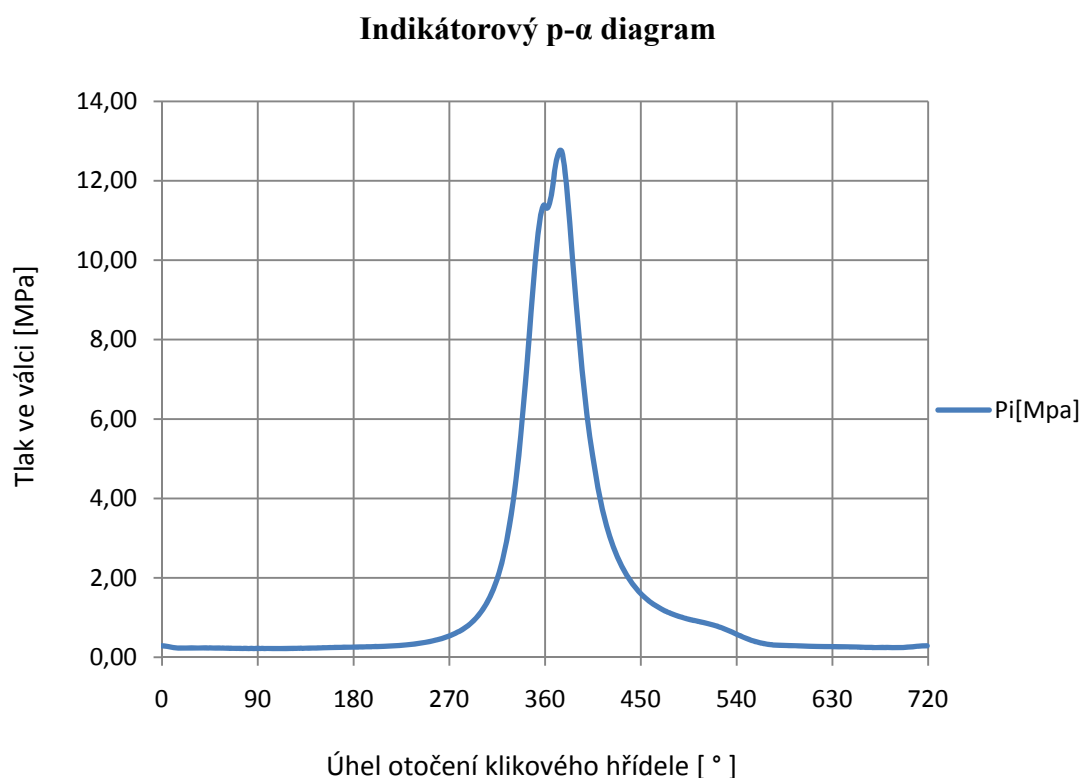
Obrázek 36 Kompletní navržený motor.

4. Kinematika klikového mechanismu

Abych zjistil, jak bude kliková skříň zatěžována, musím určit síly, které v klikovém mechanismu působí. K zjištění sil použiji program Mathcad 14. Tyto výpočty budou analytické. Budu muset určit boční sílu na píst a síly které působí v ložiscích.

4.1. Tlak ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele

Pomocí již určených tlaků ve válci, jsem vytvořil graf závislosti tlaku plynů ve válci na natočení klikové hřídele. Viz graf 1.



Graf 1 Znáznornění tlaku uvnitř válce navrhovaného motoru.

4.2. Průběh sil působících na píst ve směru osy válce.

Primární síla (způsobená tlakem při expanzi ve válci) se vypočítá podle rovnice (10)

$$F_p = (p_i - p_{atm}) \cdot S_p, \quad (10)$$

kde F_p je primární síla,
 p_i střední indikovaný tlak,
 p_{atm} atmosférický tlak,
 S_p plocha pístu.

Sekundární setrvačná síla (způsobená zrychlením při pohybu ojnice) vypočtu z rovnice (11)

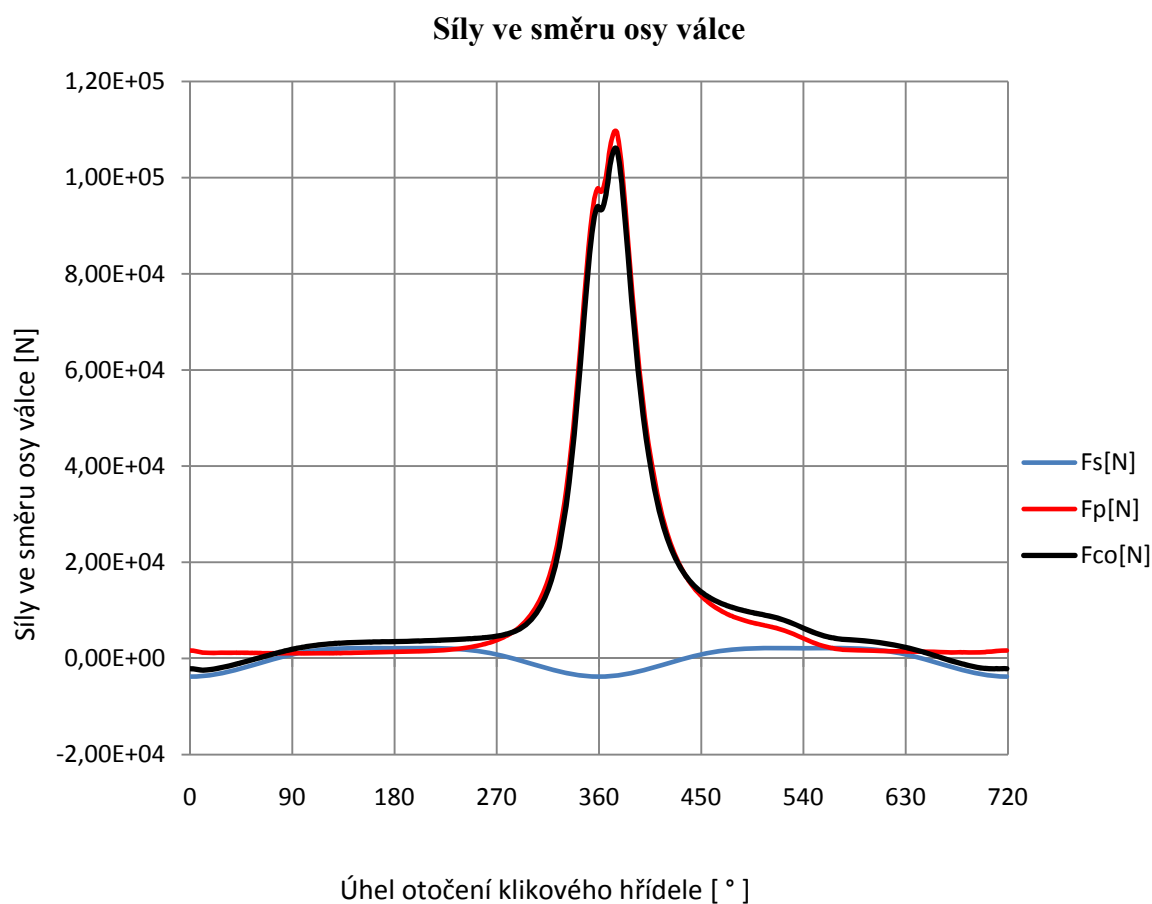
$$F_s = -m_{pist} \cdot a, \quad (11)$$

kde F_s je sekundární setrvačná síla,
 m_{pist} hmotnost pístní skupiny,
 a zrychlení pístu.

Celková síla působící ve směru osy válce je vyjádřena rovnicí (12)

$$F_{co} = F_p + F_s. \quad (12)$$

Průběh sil je znázorněn v grafu 2.



Graf 2 Průběh sil působících na píst ve směru osy válce.

4.3. Průběh bočních sil na píst

Síla působící ve směru osy ojnice v čepu ojnice se počítá podle vztahu (13).

$$F_{pc} = \frac{F_{co}}{\cos \beta}, \quad (13)$$

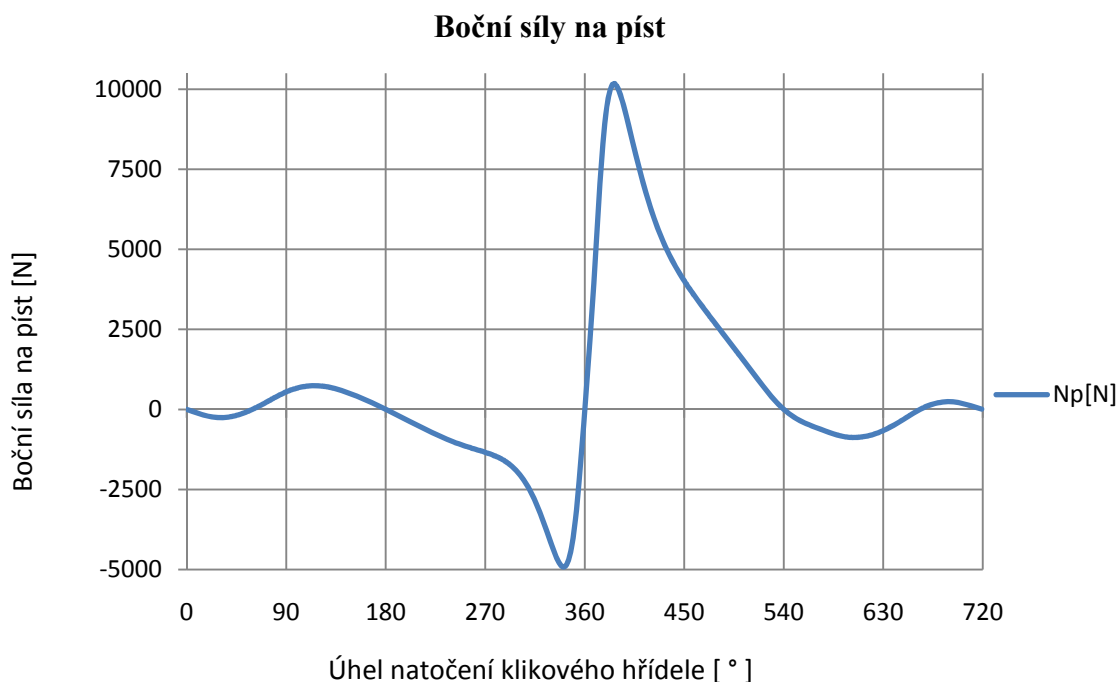
kde F_{pc} je síla působící ve směru osy ojnice,
 F_{co} celková síla působící ve směru osy válce,
 β úhel odklonu ojnice.

Boční síly na píst se vypočítá z rovnice (14).

$$N_p = F_{co} \cdot \tan(\beta), \quad (14)$$

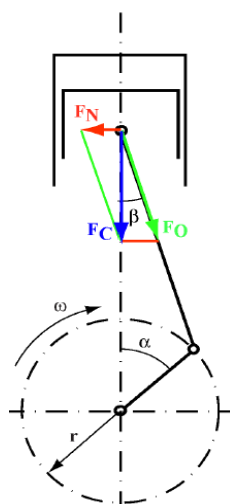
kde N_p je boční síla na píst,
 F_{co} celková síla působící ve směru osy válce,
 β úhel odklonu ojnice.

Průběh bočních sil na píst je znázorněn v grafu 3.



Graf 3 Boční síly na píst.

Z výše uvedených vztahů jsem vypočítal, že maximální boční síla je při expanzi při natočení kliky o 375° a její hodnota je 10 181 N. Normálová síla v čepu ojnice F_N je shodná s boční silou na píst N_p . Na obrázku 37 vidíme, kde a jak síly v mechanismu působí.

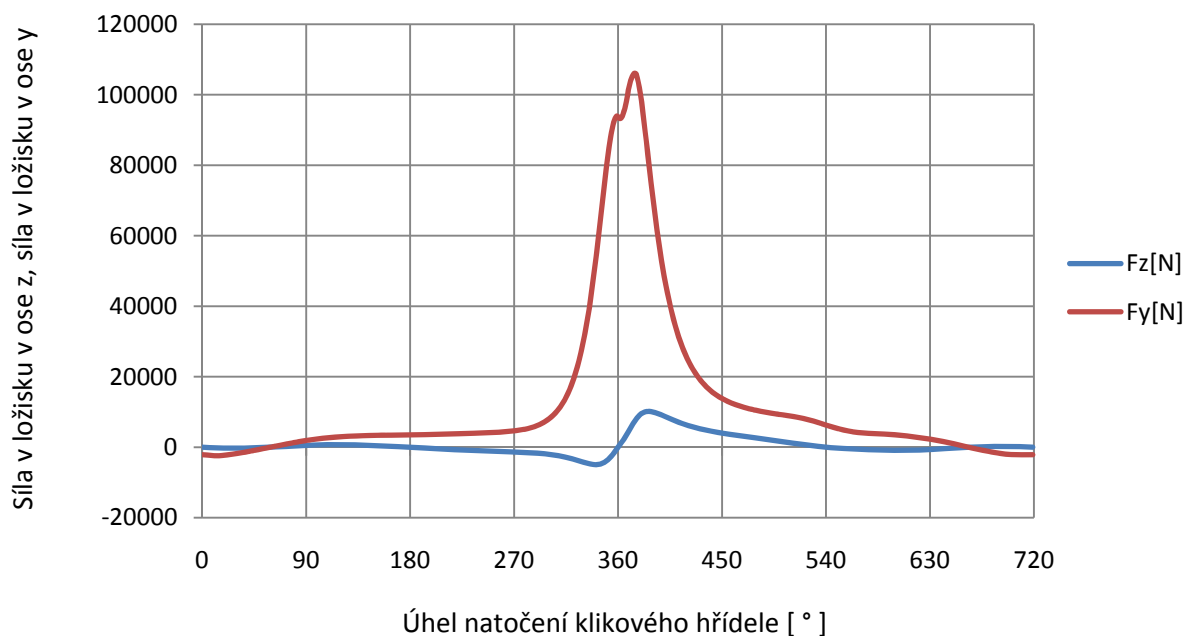


Obrázek 37 Znázornění sil v mechanismu.

4.4. Síly působící v ložiscích skříně

Abych mohl zjistit, jak bude daná kliková skříň namáhána, musel jsem určit síly v hlavních ložiscích. Z výše uvedených vztahů jsem vypočítal celkovou sílu působící v ložiscích. Poté jsem sílu rozložil do osy y a z. Znázornění průběhu sil je v grafu 4.

Průběh sil v ložiscích



Graf 4 Síly působící v ložiscích skříně.

Maximální velikost síly v ložisku v ose z je $F_z = 10\,180\text{ N}$ a v ose y $F_y = -106\,100\text{ N}$. Z grafu je dále patrné, že největší velikost sil je asi v oblasti 375° což odpovídá okamžiku krátce po horní úvrati, kdy dochází k expanzi směsi ve válci.

5. MKP model

Jedná se o převedení geometrického modelu klikové skříně na výpočetní matematický model. Navržený model byl v programu Pro ENGINEER zpracován do nejmenších detailů (zaoblení, zkosení vnějších hran, mazací otvory, atd.). Z hlediska výpočtů je ale takto detailní model zbytečný a i pro dnešní výpočetní techniku relativně časově náročný. Proto jsem se rozhodl model upravit a zjednodušit. Zjednodušení provedu v programu Pro ENGINEER. Již upravený model poté převedu do prostředí MKP. Rozhodl jsem se pro software Pro ENGINEER Mechanika, která je součástí balíku programů od firmy PTC.

5.1. Pro ENGINEER Mechanika

Jedná se o program, který vznikl v průběhu 90. let minulého století a využívá novou koncepci algoritmu metody konečných prvků. Umožňuje simulovat, vyhodnocovat a optimalizovat strukturální chování výrobků v oblasti statiky, vlastních frekvencí, dynamiky, vzpěrné stability, kontaktu a velkých deformací.

Pro/MECHANIKA má následující vlastnosti:

- přímá vazba na systém Pro ENGINEER,
- automatická tvorba sítě tzv. geometrických prvků,
- generace sítě pro standardní metodu konečných prvků a vyhodnocení výsledků z jiných řešičů,
- zatížení a okrajové podmínky lze přímo aplikovat na geometrické entity,
- vyváženosť požadavků na přesnost výpočtového modelu a rychlost řešení.

Díky těmto vlastnostem lze aplikovat metodu geometrických prvků zhruba na 70 – 80% běžných inženýrských výpočtů. [5]

5.2. Vytvoření výpočtového modelu

Pro vytvoření výpočtového modelu musím splnit následující kroky:

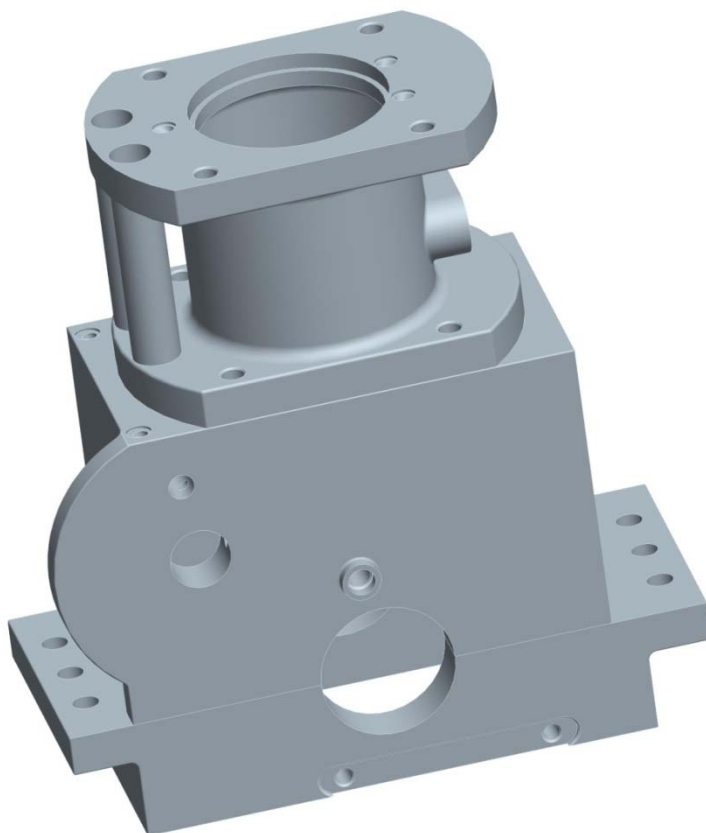
- musí být vytvořen model,
- modelu se musí definovat materiálové vlastnosti (hustota, modul pružnosti, poissonovo číslo...), které jsou nezbytné pro požadované analýzy,
- musí být přesně definován způsob uložení,
- musí být definován způsob zatížení.

5.3. Upravení pro převod do programu Pro ENGINEER Mechanika

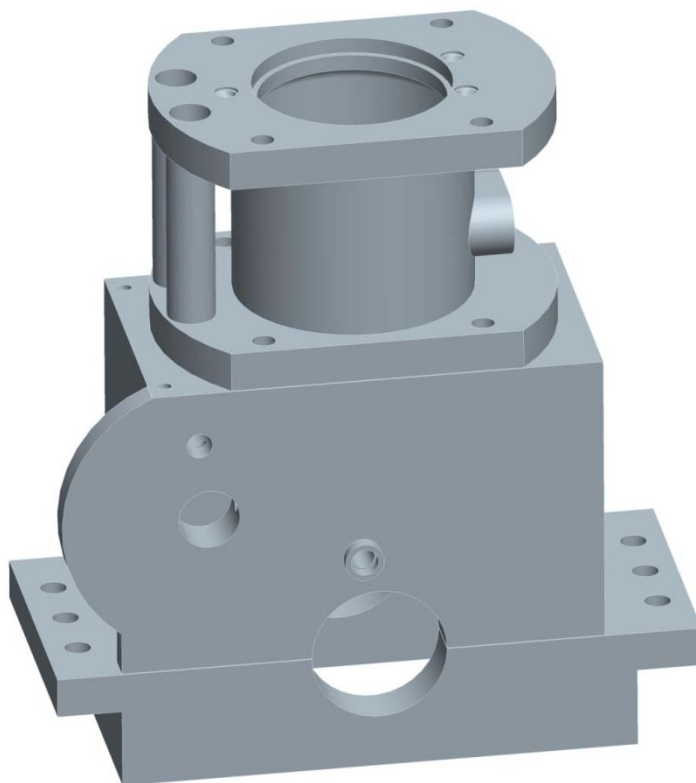
Provedl jsem následující zjednodušení:

- zkosení hran,
- vynechání některých přebytečných estetických zaoblení,
- zjednodušení olejového kanálu.

Na obrázku 38 je kliková skříň vymodelována jak jsem ji původně navrhl a na obrázku 39 je zjednodušená kliková skříň.



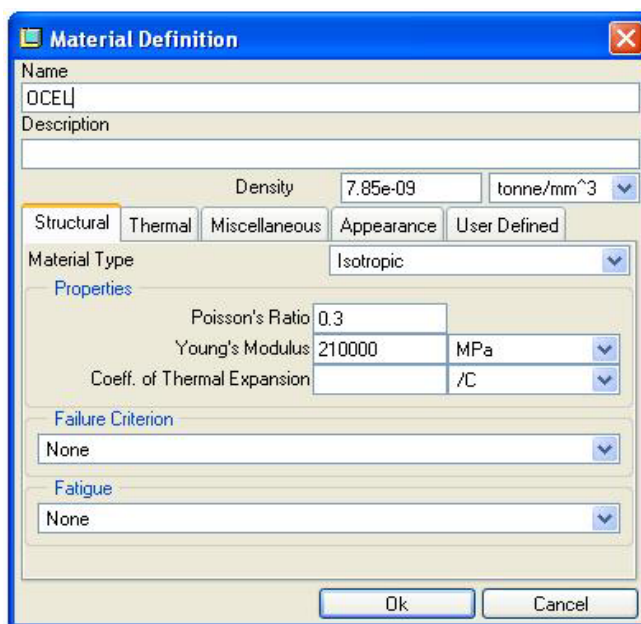
Obrázek 38 Přesný návrh klikové skříně.



Obrázek 39 Zjednodušená kliková skříň.

5.4. Definice materiálu součásti

Modul STRUCTURE obsahuje knihovnu běžných materiálů. Díky této knihovně lze přiřadit materiálové vlastnosti jedné nebo více součástem. Další možností je nadefinovat si nový materiál, který bude odpovídat požadavkům konstruktéra. Přitom je nutné vyplnit příslušné hodnoty materiálových vlastností. Na obrázku 40 je zobrazen zadávací formulář materiálových vlastností.



Obrázek 40 Panel nadefinování materiálu.

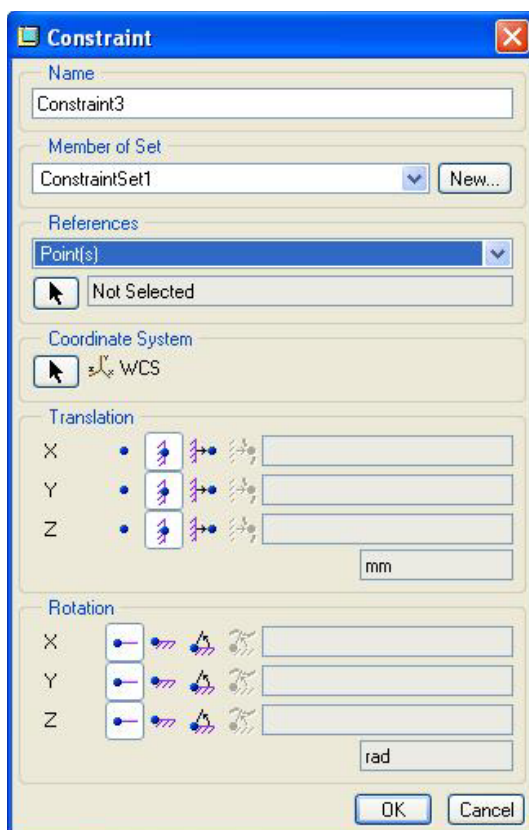
Jako materiál jsem zvolil ocel, které jsem nadefinoval příslušné vlastnosti. Viz tabulka 2.

Modul pružnosti v tahu	$E = 2,1 \cdot 10^5$
Poissonova konstanta	$\mu = 0,3$
Hustota	$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Mez kluzu	$R_{p0,2} = 235 \text{ MPa}$

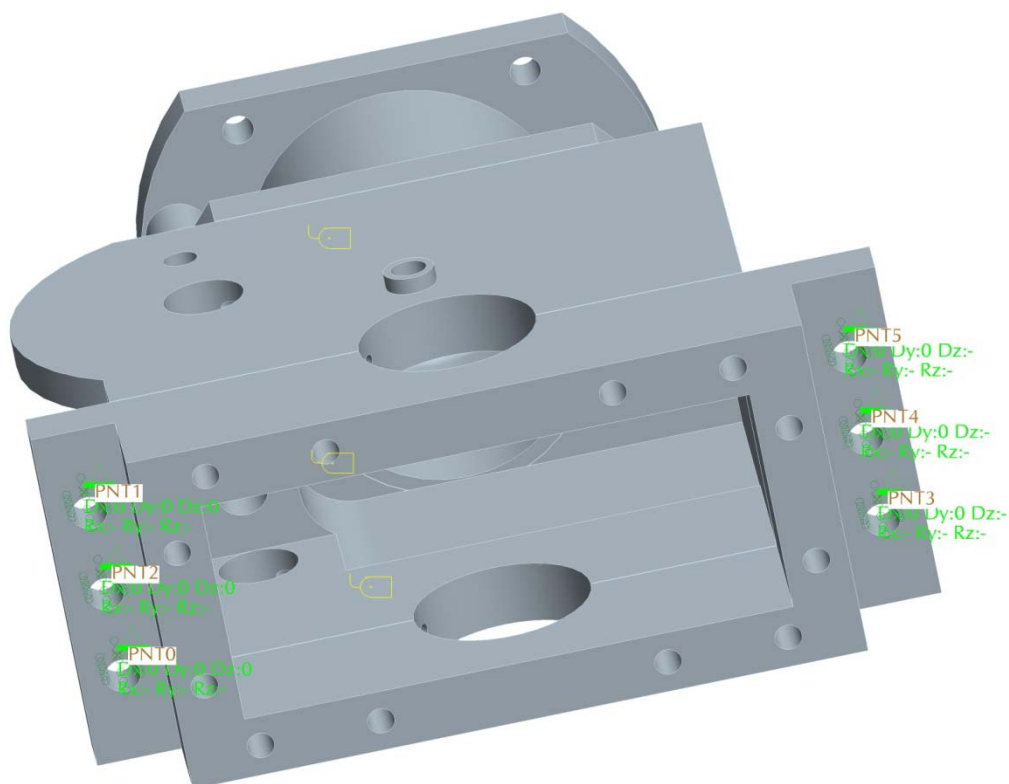
Tabulka 2 Vlastnosti oceli.

5.5. Způsob uložení součásti

Každá reálná součást musí být určitým způsobem upevněna. Pokud by neexistovala žádná vazba na okolí, měla by taková součást v kartézském souřadném systému 6 stupňů volnosti (3 rotace a 3 translace). V našem případě bude zkušební motor připevněn na rám. Ten může mít také určité deformace, takže budou umožněny rotace a některé posuvy. Uložení jsem definoval na body, které jsou pevně spjaty se skříní a nahrazují v podstatě šrouby připevněné k rámu. Na obrázku 41 je zadávací formulář pro definici uložení. Na obrázku 42 je znázorněné v jakých místech jsem blok upevnil.



Obrázek 41 Zadávací formulář uložení.



Obrázek 42 Místa, v kterých je blok motoru upevněn.

5.6. Definice zatížení

Zatížení lze definovat:

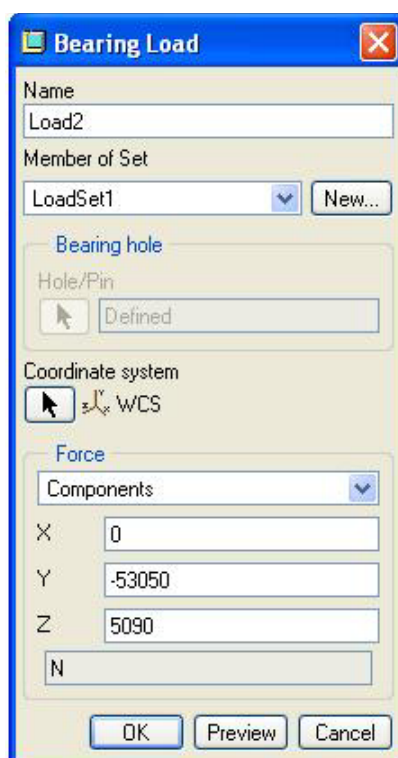
- na jakoukoliv geometrickou plochu,
- na přímkovou nebo křivkovou entitu,
- na bod nebo vrchol geometrie.

Již předem vypočtené hodnoty sil, viz tabulky 3, jsem dosadil do formulářů pro zadávání zatížení (obrázek 43).

Síla od tlaku plynů	$F_p = 111800 \text{ N}$
Boční síla	$N_p = 10181 \text{ N}$
Natočení klikového hřídele	$\alpha = 15^\circ$
Síla v ložisku v ose Y	$F_y = -53050 \text{ N}$
Síla v ložisku v ose Z	$F_z = 5090 \text{ N}$

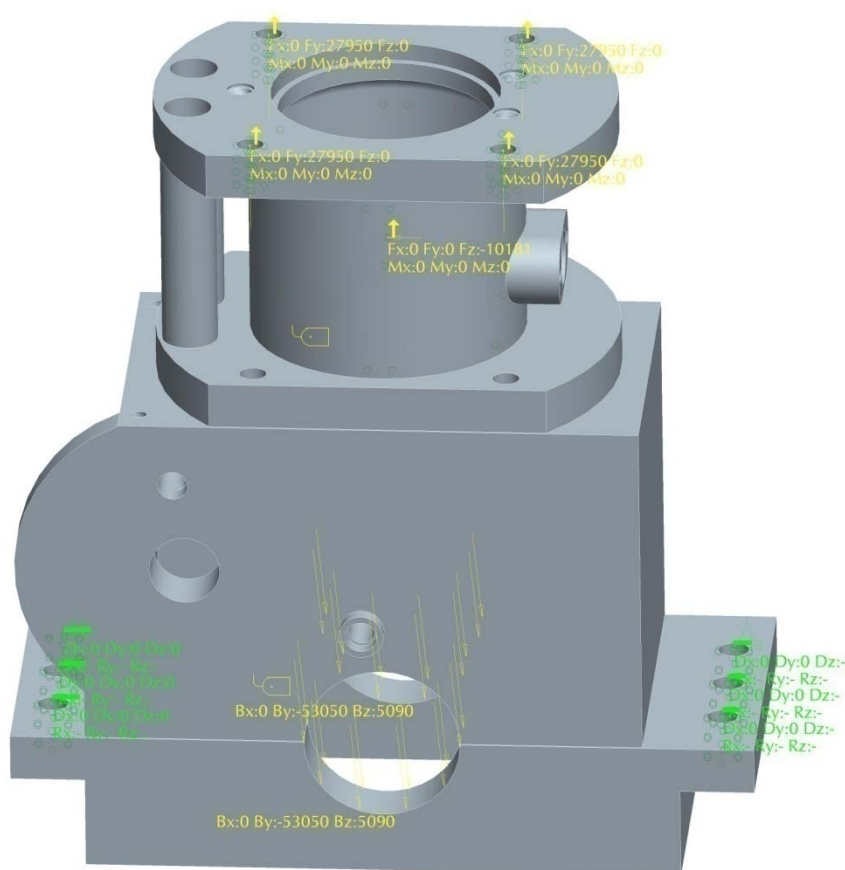
Tabulka 3 Zatěžující síly.

Sílu v ložiscích jsem nadefinoval pomocí funkce Bearing Load.



Obrázek 43 Zatížení v ložisku.

Boční sílu jsem zadal do formuláře Force/Moment Load. Umístil jsem ji do středu horního oka ojnice při otočení klikového hřídele o 15° . Sílu od tlaku plynů jsem podělil čtyřmi a její působíště umístil v místech připevnění hlavy motoru. Na obrázku 44 vidíme umístění jednotlivých sil. Poté ještě nadefinuji kontaktní plochy pomocí nástroje Contact.



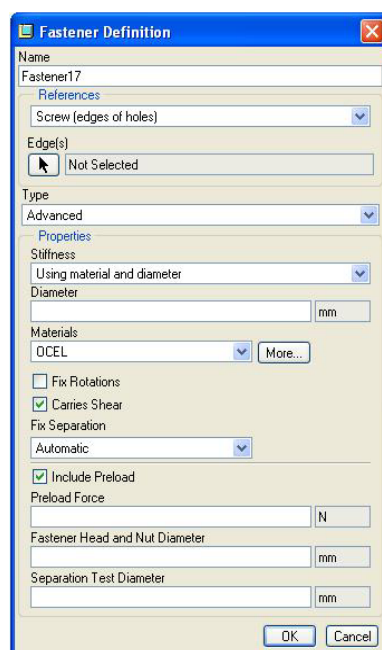
Obrázek 44 Grafické znázornění sil působící na blok motoru.

5.7. Spojení klikové skříně pomocí šroubových spojů

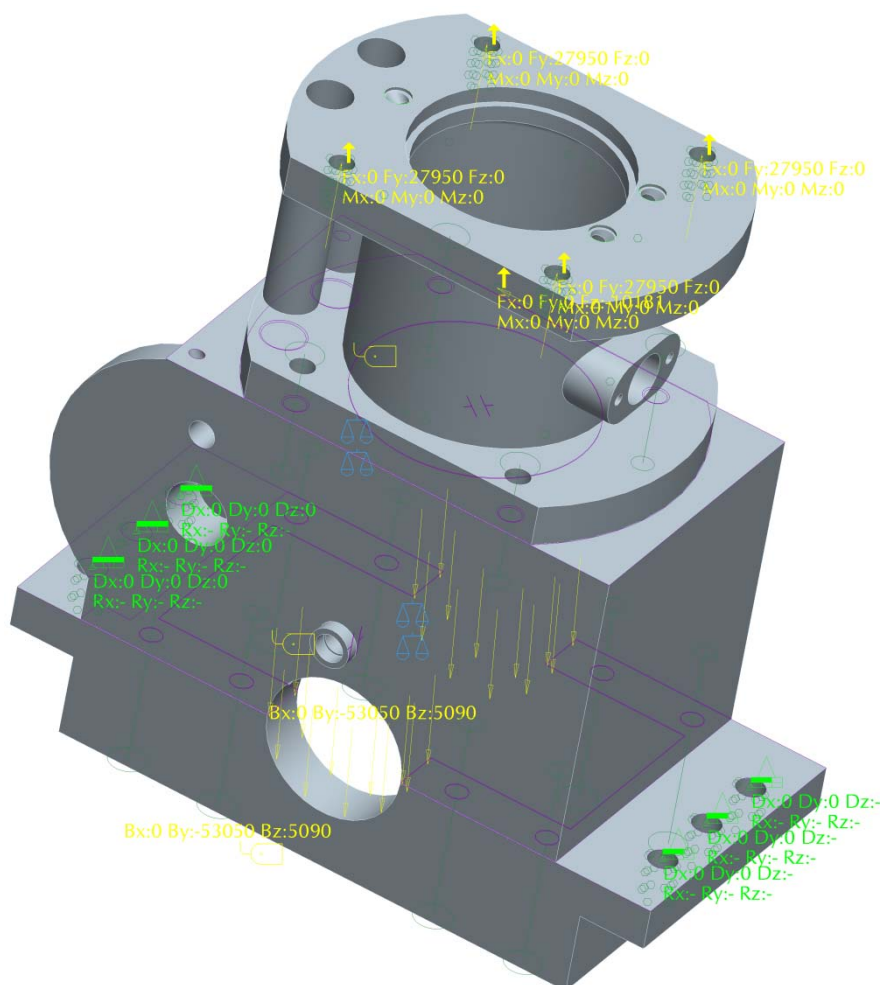
Kliková skříň bude smontována za pomoci šroubů. Toto spojení budu uvažovat také při výpočtech. Aby výpočet proběhl korektně, musí být splněny určité podmínky:

- šroubové spoje lze simulovat pouze v sestavách,
- pomocí šroubů lze spojovat pouze dvě součásti,
- mezi styčnými plochami šroubového spoje musí být vůle,
- délka šroubů nesmí být nulová,
- otvory pro šrouby musí být přímé, kruhové a kolmé, plochy musí být rovinné,
- spojovací součásti musí být zajištěny vazbami tak, aby nemohlo dojít k protočení součásti

Pro tvorbu šroubového spoje použiji funkci Fastener. Zde vyberu volbu Screw Fastener. Jedná se o šroubové spojení šroub-otvor se závitem. Lze jej zadat jako hrany otvorů, přičemž první vybraná hrana je uvažována jako hlava šroubu a druhá vybraná hrana určuje závitovou díru. Jako průměr šroubu je nabízen průměr díry a materiál je nabízen podle spojovaných součástí. Dále lze volit, zda je jedná o předepjatý šroub či ne. Já jsem použil předepjatý šroubový spoj a velikost předpětí jsem volil s ohledem na působící zátěžné síly. Na obrázku 45 vidíme panel zadání šroubového spoje a na obrázku 46 je znázorněn celý model již se zadanými všemi vlastnostmi, parametry a okrajovými podmínkami. Takto připravený model lze již použít pro výpočet napětí a deformace.



Obrázek 45 Panel zadání šroubového spoje.



Obrázek 46 Model motoru připraven k výpočtu.

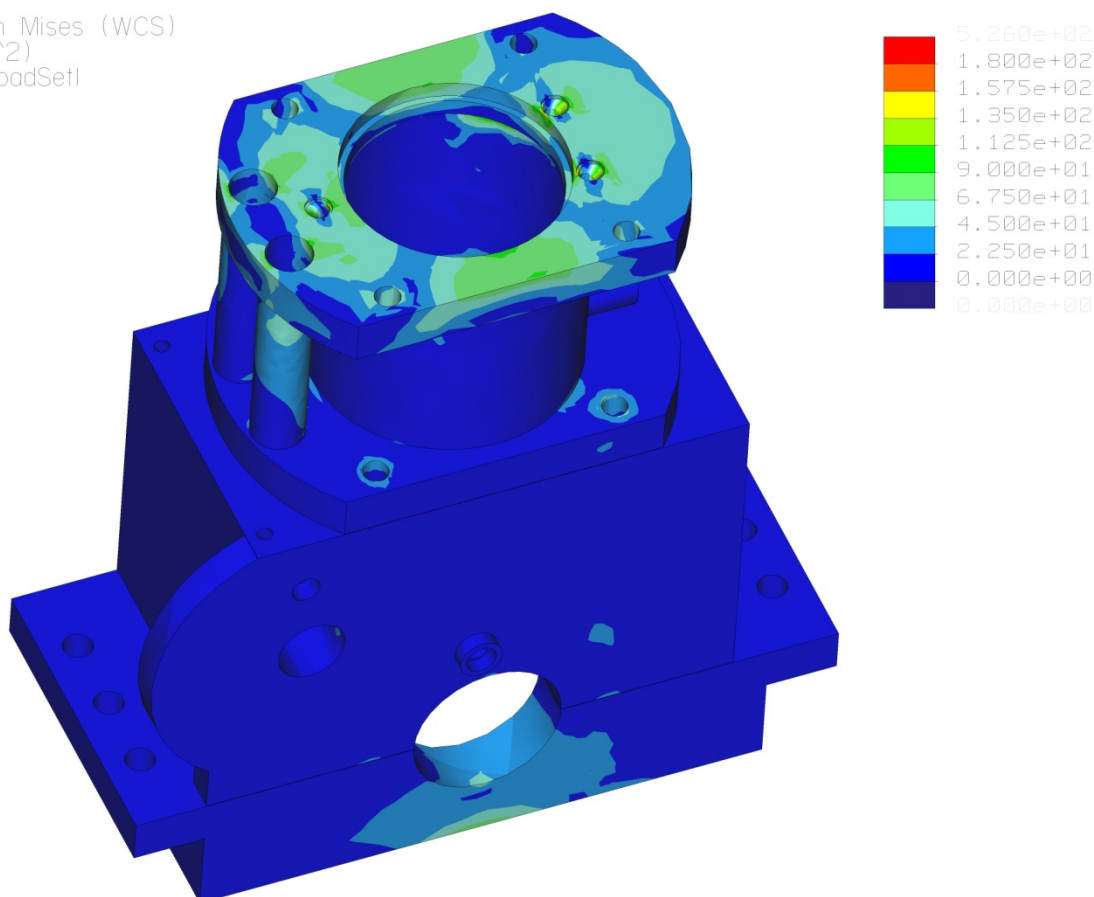
5.8. Napět'ová analýza bloku motoru

Zde uvedená napět'ová analýza bloku motoru slouží k posouzení a rozložení napětí a maximálních hodnot napětí v průběhu pracovního cyklu motoru. Z prezentovaných výsledků, pohybujících se v lineární oblasti pevnosti a pružnosti, lze pouze přibližně vyvozovat kritická místa bloku motoru z hlediska lokální napjatosti.

Tato napět'ová analýza prezentuje hodnoty napětí ve vybraných konstrukčních prvcích. Pro prezentaci napětí je velmi obtížné zvolit veličinu, pomocí které lze srovnávat jednotlivé stavy a místa. K tomuto účelu je zvoleno redukované napětí dle podmínky von Mises. Je ovšem nutné si uvědomit, že redukované napětí je fiktivní napětí přiřazené obecné prostorové napjatosti a tudíž ho nelze přímo změřit a verifikovat.

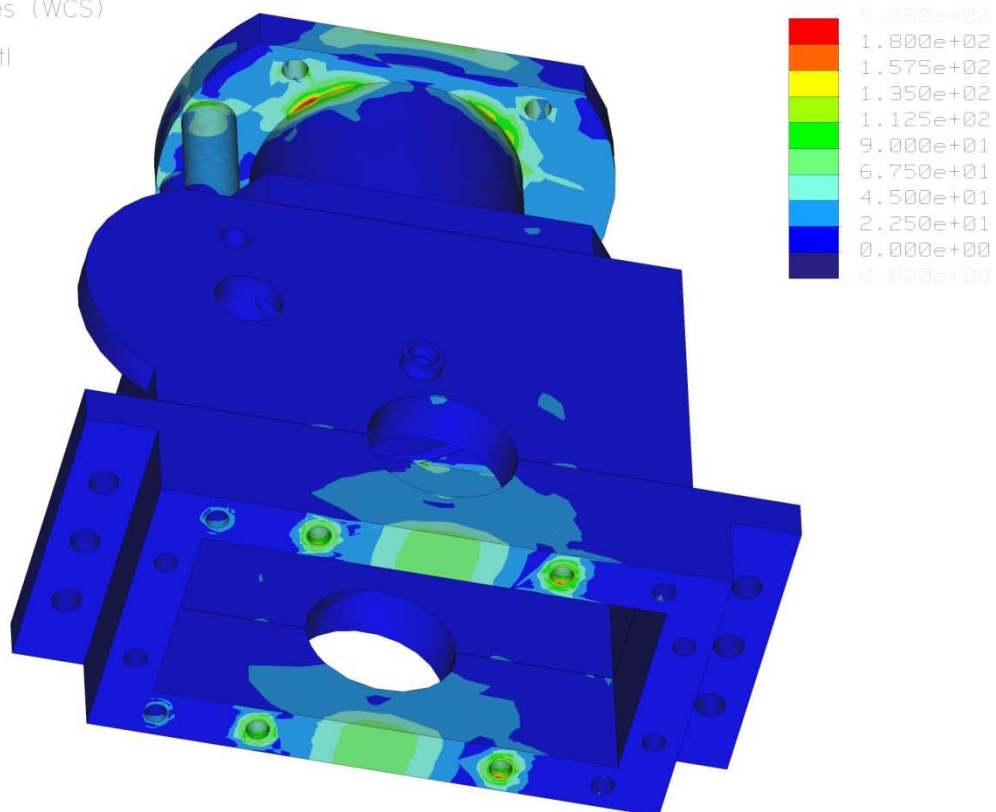
Po dosazení všech vypočtených sil provedu výpočet napětí na bloku motoru. Na obrázku 47 je graficky znázorněn celý blok motoru v zátěžném stavu. Na následujících obrázcích je graficky znázorněno napětí při různých pohledech.

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSet1



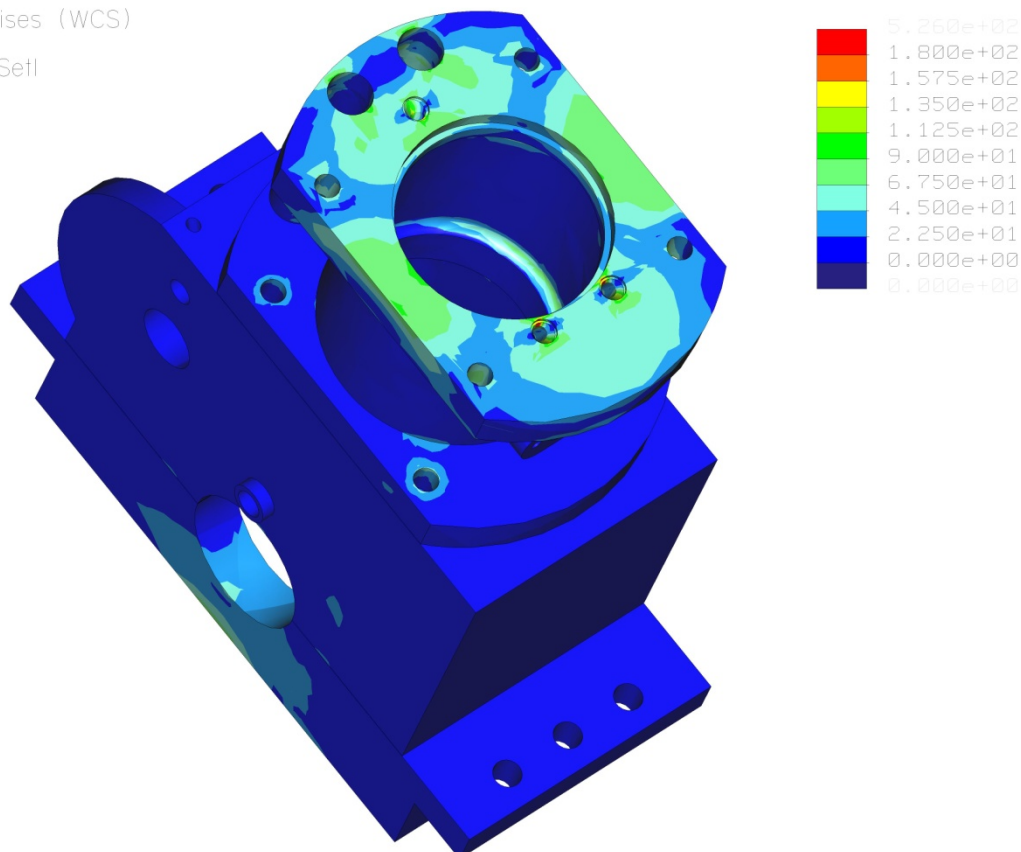
Obrázek 47 Napětí na bloku motoru po zatížení vypočtenými silami.

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



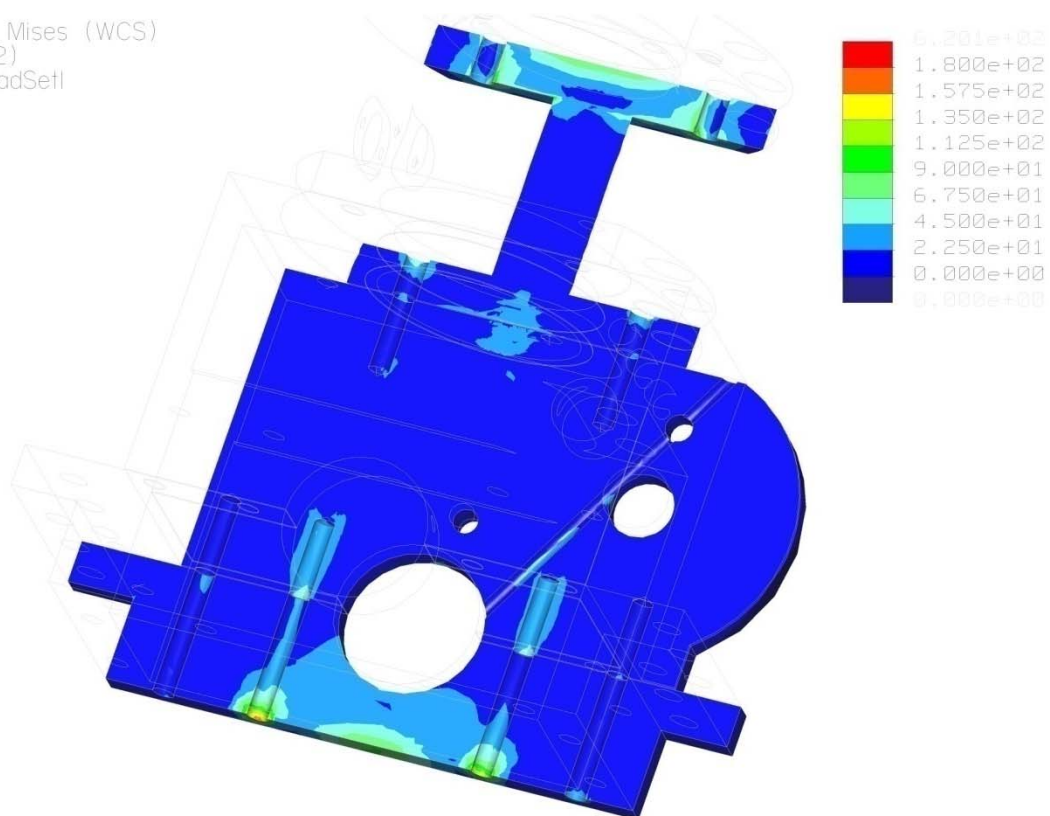
Obrázek 48 Znáznornění napětí na bloku motoru.

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



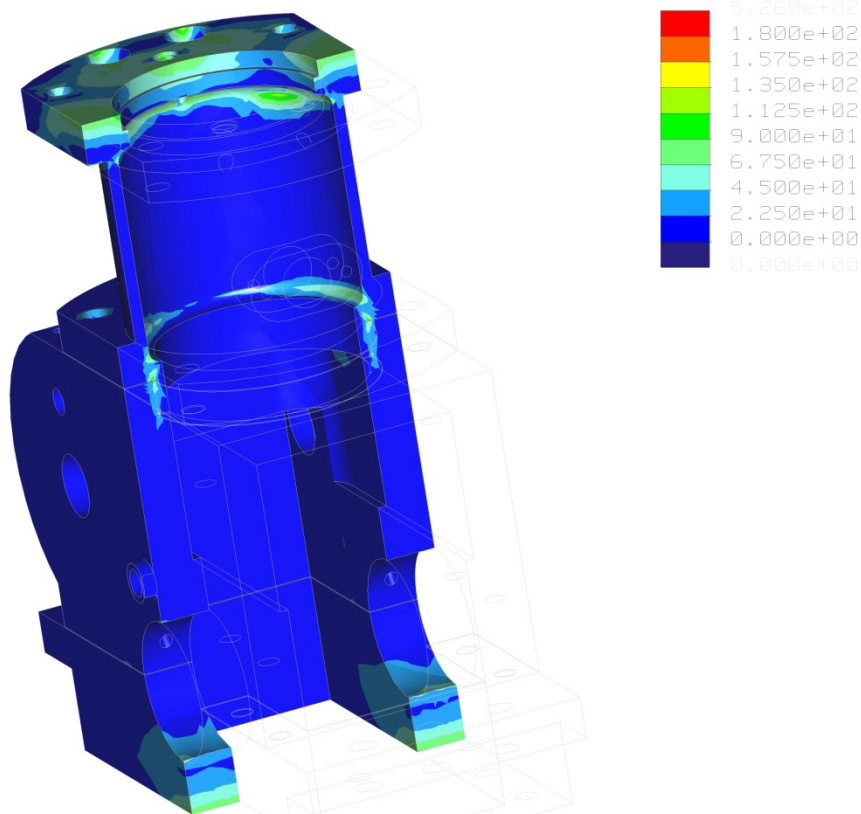
Obrázek 49 Napětí na bloku motoru.

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



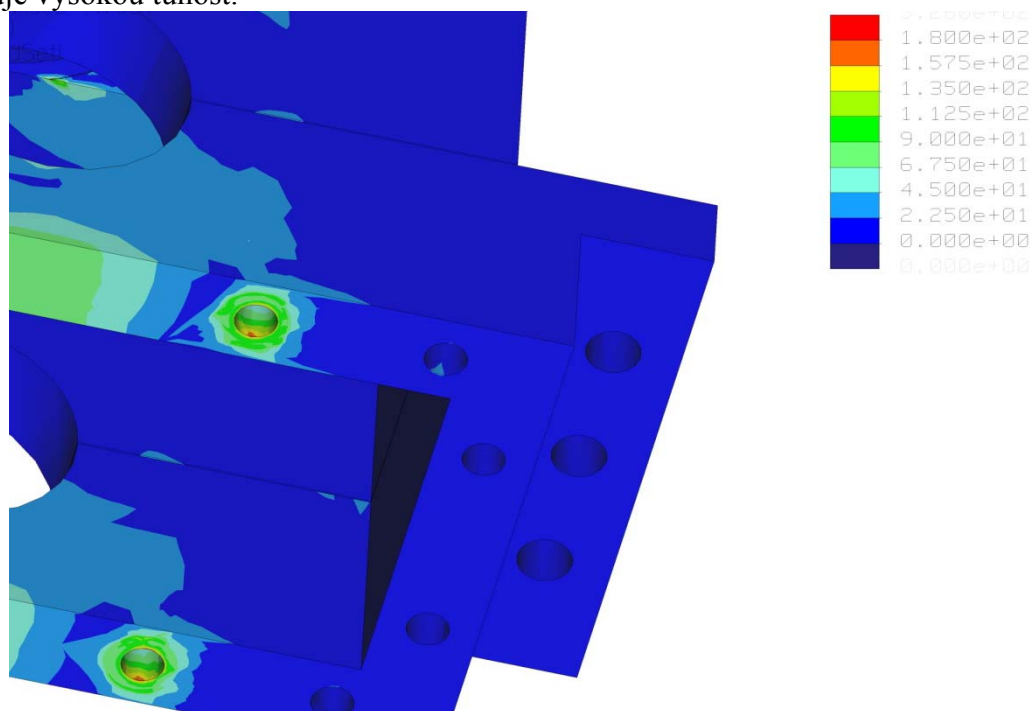
Obrázek 50 Řez blokem motoru.

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

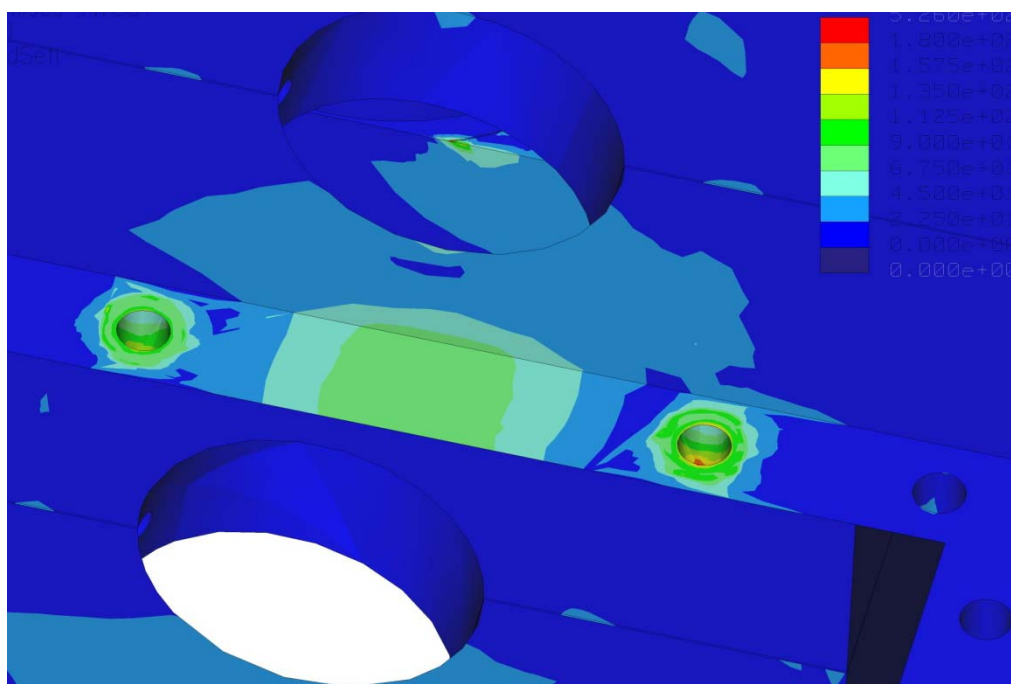


Obrázek 51 Řez motoru.

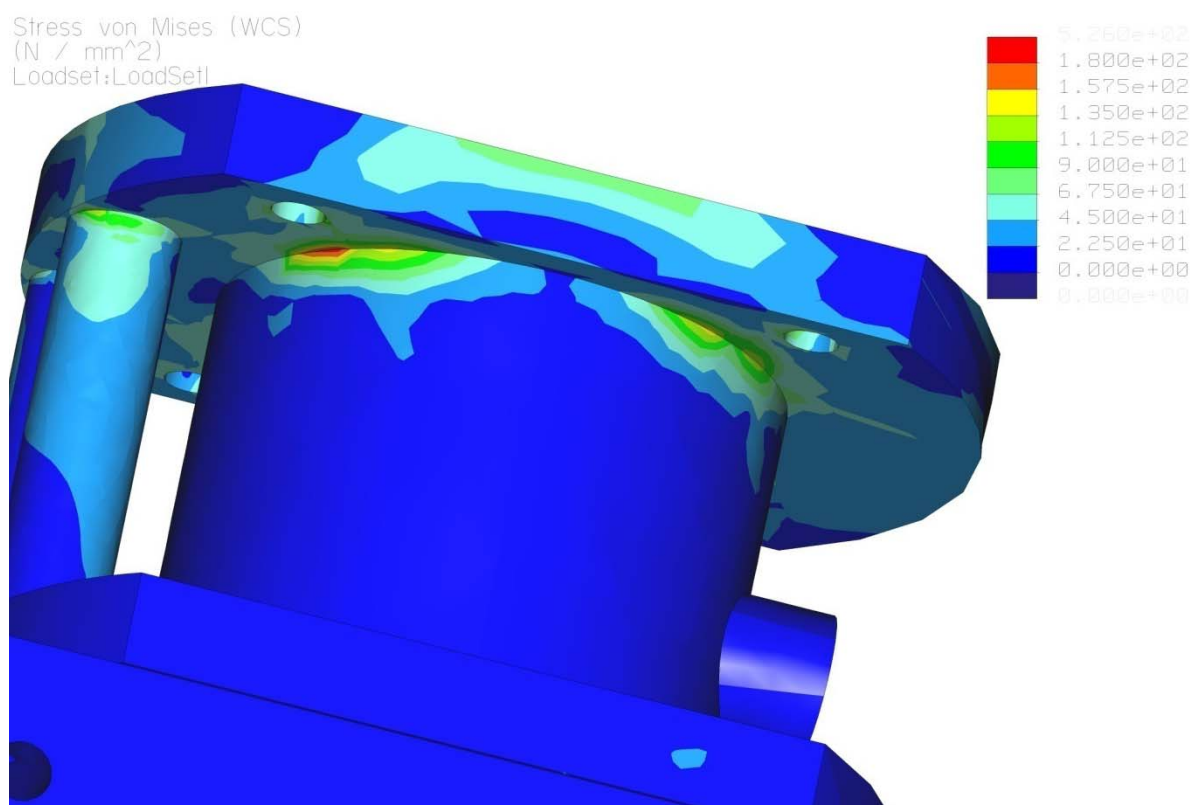
Největší hodnoty napětí se vyskytují v místech připevnění dílů skříně pomocí šroubů (175 MPa) viz obrázek 52, dále v oblasti hlavních ložisek (88 MPa) obrázek 53 a také v horní části válce, kde se připevňuje hlava motoru (235 MPa) obrázek 54. Další kritická místa jsou v oblasti vrubů. Například oblast zasunutí válce do skříně. Zde je vůbec nejvyšší hodnota napětí a to 526 MPa viz obrázek 55. Tyto vruby jsou ale ve skutečnosti eliminovány zaoblením. Pro výpočtový model byly zaoblení odstraněny pro snazší tvorbu sítě rychlejší výpočet. Všechny napětí, které se vyskytli, jsou poměrně malé a navržený blok motoru vykazuje vysokou tuhost.



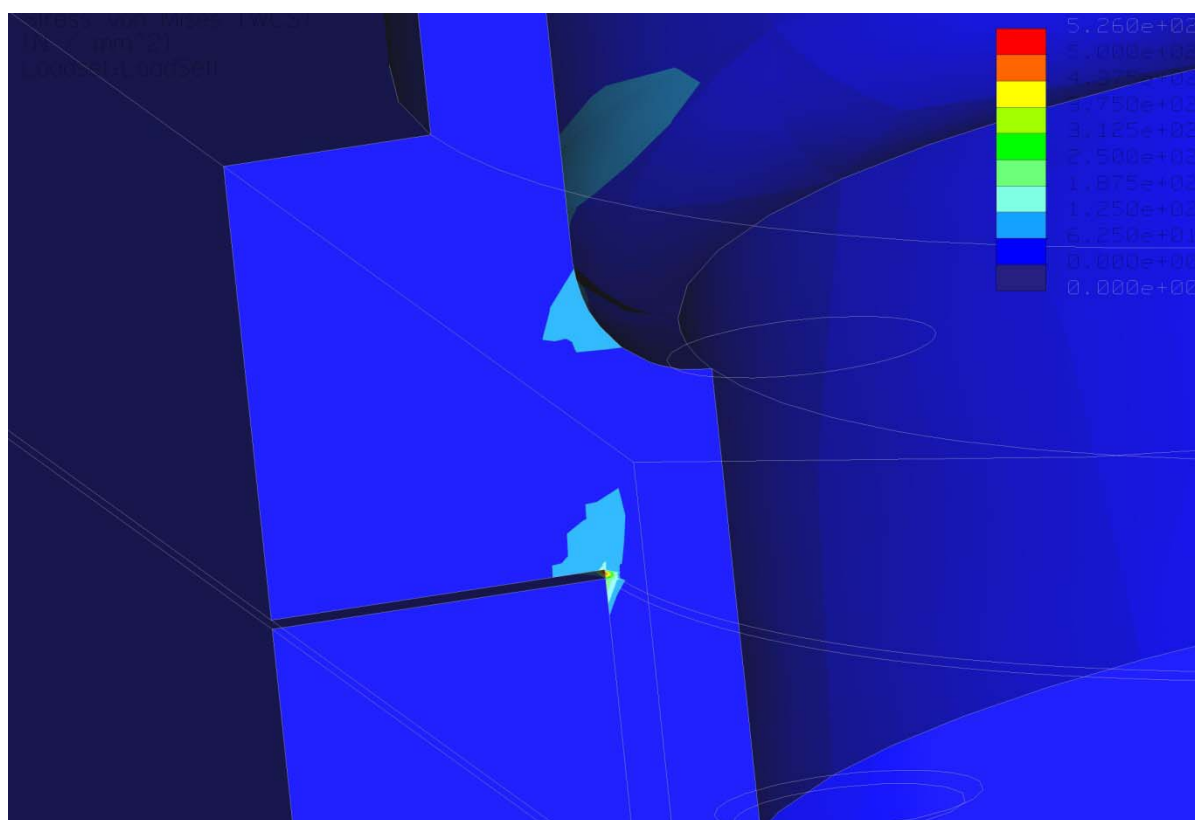
Obrázek 52 Napětí v oblasti šroubů.



Obrázek 53 Napětí v oblasti hlavních ložisek.



Obrázek 54 Napětí v horní oblasti válce.

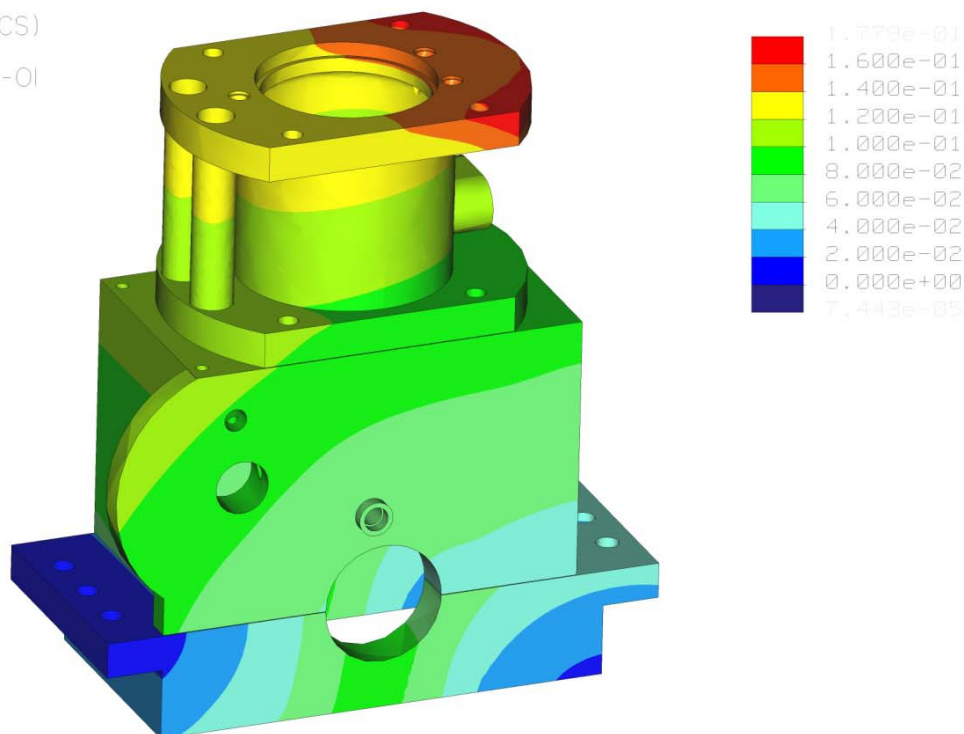


Obrázek 55 Napětí v oblasti vrubu dolní části válce.

5.9. Deformace bloku

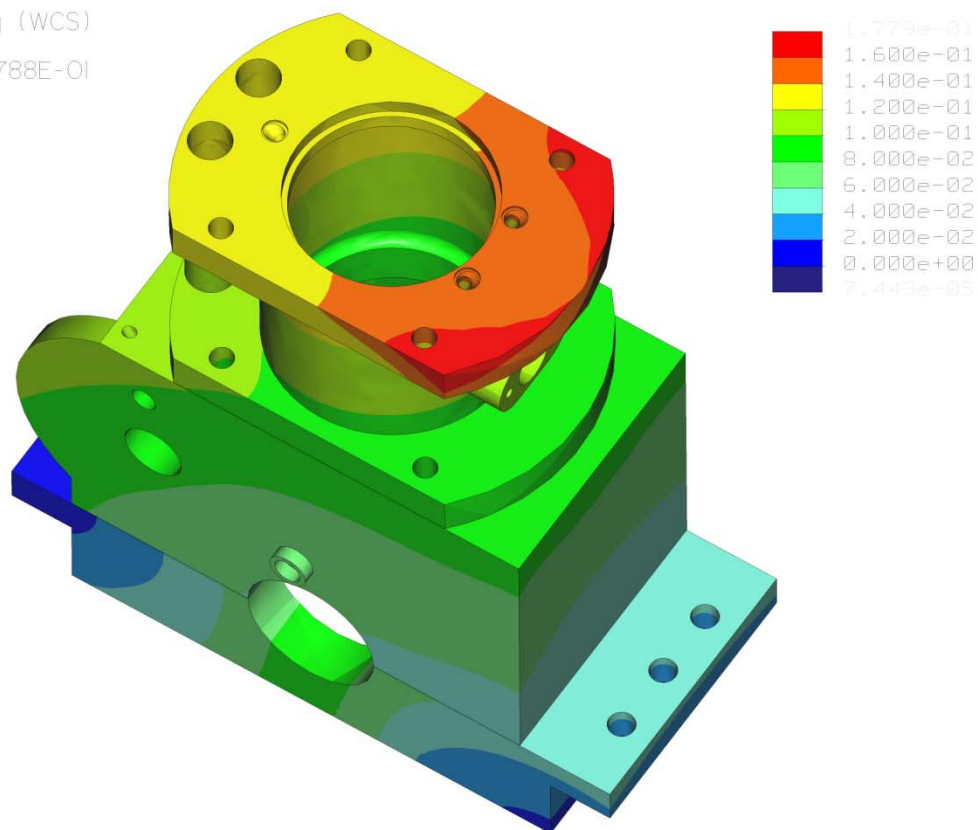
Na obrázcích 56, 57 a 58 je graficky znázorněn blok motoru po zatížení. Největší deformace, které blok dosahuje, mají hodnotu 0,178 mm. Tyto deformace se vyskytují v oblasti horní části válce, kde je připevněna hlava motoru. Tyto deformace jsou způsobeny tlakem plynů. Ale i nejkritičtější deformace jsou poměrně malé - nedosahují hodnoty ani 0,2 mm, z čehož plyne, že celý blok je dostatečně tuhý a splňuje požadavky na zkušební motor. Další oblastí, kde se vyskytují zvýšené deformace, je okolí hlavního ložiska. Zde se maximální hodnota pohybuje okolo 0,1 mm.

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +1,7788E-01
Loadset:LoadSet1



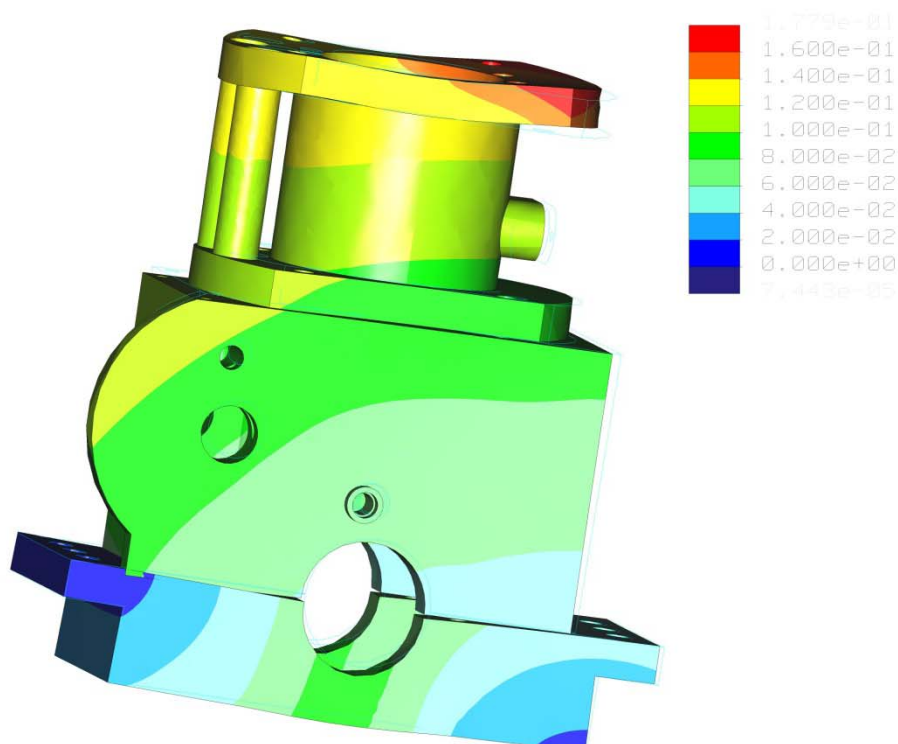
Obrázek 56 Grafické znázornění deformace bloku motoru.

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +1.7788E-01
Loadset:LoadSet1



Obrázek 57 Grafické znázornění deformace bloku.

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Deformed
Max Disp +1.7788E-01
Scale 7.0000E+01
Loadset:LoadSet1



Obrázek 58 Grafické znázornění deformace v 70 násobném měřítku.

6. Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval konstrukcí jednoválcového vznětového zkušební motoru. Nejprve jsem provedl dostupnou rešerši o konstrukci zkušebních vznětových spalovacích motorů. Vzhledem k tomu, že veškeré informace o experimentálních motorech jsou velmi těžce dostupné, nebylo možné se touto problematikou zabývat příliš detailně.

Poté jsem se zaměřil na konstrukci samotného zkušební jednoválcového motoru. Jelikož výroba klikové hřídele by byla finančně nákladná, rozhodl jsem se o použití klikové hřídele z traktorového motoru Zetor UŘ III. Klikovou hřídel jsem upravil, aby byla vhodná pro jednoválcový motor.

V této chvíli jsem se zaměřil na stavbu klikové skříně. Poněvadž se jedná o zkušební motor, v úvahu připadala v podstatě pouze dělená kliková skříň (nutnost snadné rozebíratelnosti, jednoduchosti, univerzálnosti...). Při tvorbě válce jsem použil variantu s mokrou vložkou. Tato varianta je relativně levná a výhodná díky možnosti snadné změny vrtání, aniž by bylo nutné vždy měnit celý válec.

Po navržení jednotlivých částí motoru jsem zkonstruoval vyvažovací jednotku. Ta eliminuje setrvačné síly posuvných částí prvního i druhého řádu. Takto precizní vyvážení se obvykle u jednoválcových motorů nepoužívá. U zkušebních motorů je ale nutné hlavně z důvodu reprodukovatelnosti výsledků z měření také pro víceválcové motory.

Geometrický model bloku motoru jsem posléze převedl na výpočetní matematický model, aby bylo možné pomocí metody konečných prvků vypočítat napětí a deformaci skříně motoru. Jednalo se v podstatě pouze o účelné zjednodušení (odstranění zaoblení, zkosení). Takto upravený model jsem převedl do prostředí Pro/MECHANIKA. Zde jsem motor upevnil pomocí nadefinovaných vazeb a zatížil silami, které jsem již dříve vypočítal. Jednalo se o síly působící v klikovém mechanismu. Pro moji potřebu byly relevantní síly působící v hlavních ložiscích (síla v ose Y a Z), boční síla na píst a síly od tlaku plynů. Po zadání všech potřebných veličin jsem provedl výpočet napětí a deformací navrženého bloku motoru. Maximální napětí se vyskytovalo v oblasti vrubů válce a jeho hodnota byla 526 MPa. U reálného finálního návrhu motoru jsou ale tato špičková napětí do jisté míry eliminována zaobleními. Maximální deformace měly hodnotu 0,178 mm. Tyto deformace jsou velmi malé, což vypovídá o celkové robustní a tuhé konstrukci motoru. Toto je také jeden z požadavků na zkušební motory. Záměrné předimenzování totiž umožní případné budoucí přepřehování motoru.

Mým cílem bylo navrhnout zkušební jednoválcový motor, což jsem také splnil. Musel jsem dodržet několik podmínek pro konstrukci experimentálních jednoválcových motorů. Jedná se především o celkovou univerzálnost, jednoduchost a také i dostatečnou tuhost motoru. Zkušební jednoválcové motory mají nesporné výhody. K těm patří snazší provedení měření, možnost změny vrtání, případné přepřehování, nižší spotřeba paliva a další. Jedním z hlavních cílů těchto motorů je přenositelnost výsledků měření na víceválcové motory.

7. Použité zdroje

- [1] Ing. Jaroslav Rauscher, CSc Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003.
- [2] Ing. Jaroslav Rauscher, CSc Ročníkový projekt, studijní opory, FSI VUT Brno 2005.
- [3] Prof. Ing. František Vlk, DrSc. Vozidlové spalovací motory. Nakladatelství a vydavatelství Mokrohorská 34, 644 00 Brno.
- [4] Výzkumné centrum spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka [online].
Poslední revize 20. 5. 2009.
Dostupné z: <http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2007/2007_003_01.pdf>
- [5] Kolokvium Božek [online]. Poslední revize 20. 5. 2009. Dostupné z:
<http://stc.fs.cvut.cz/History/2005/Papers/S2/BURIC_JAN_12120.pdf>
- [6] Auto.cz [online]. Poslední revize 24. 5. 2009. Dostupné z: <<http://www.auto.cz/>>
- [7] Autorevue.cz [online]. Poslední revize 24. 5. 2009.
Dostupné z: <<http://www.autorevue.cz/>>
- [8] Groupplotus [online]. Poslední revize 24. 3. 2009.
Dostupné z:
<http://www.groupplotus.com/staticfiles/img/app/casestudies/hardcoded/RT_optical_Page2.jpg&imgrefurl>
- [9] Cad III-pevnostní analýzy [online]. Poslední revize 25. 5. 2009.
Dostupné z: <<http://robot2.vsb.cz/skripta-cad-iii/>>
- [10] Lh3.ggpht.com [online]. Poslední revize 20. 5. 2009.
Dostupné z:
<http://lh3.ggpht.com/_Gq3B_4Dk8SY/RcTJPCapXGI/AAAAAAAAAHo/va0_Xr-YT4Q/DSC_0117.JPG&imgrefurl>
- [11] Fev.com [online]. Poslední revize 18. 3. 2009.
Dostupné z:
<http://www.fev.com/data/images/2_2_4_singleCylindEng_2.jpg&imgrefurl>
- [12] Zetorengines.cz [online]. Poslední revize 22. 5. 2009
Dostupné z: <<http://www.zetorengines.cz/main.php?nLang=1>>
- [13] Studijní opory [online]. Poslední revize 12. 5. 2009
Dostupné z:
<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/vozidlove_motory/prednasky_valec_motoru.html>